

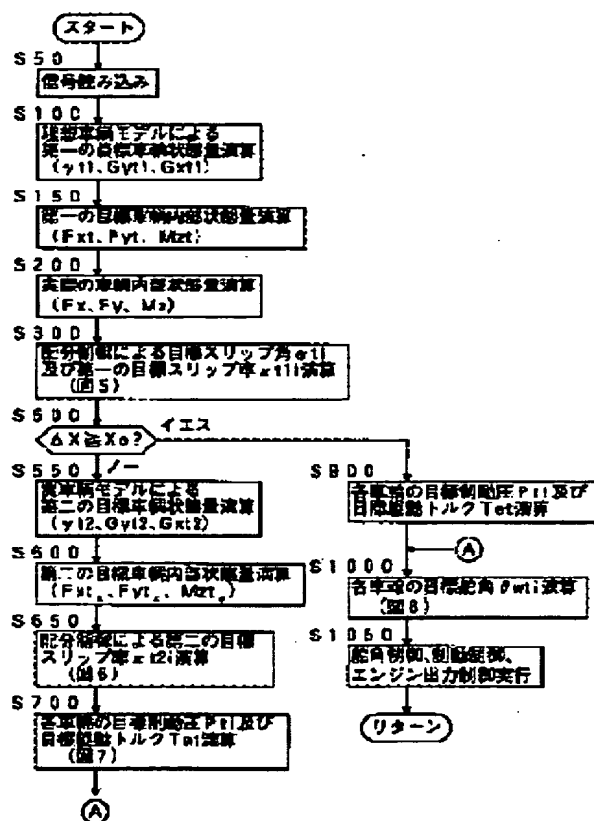
RUNNING CONTROLLER FOR VEHICLE

Patent number: JP2003175749
Publication date: 2003-06-24
Inventor: SUZUMURA MASAHIRO; INAGAKI SHOJI; KOIBUCHI TAKESHI; HATTORI YOSHIKAZU
Applicant: TOYOTA MOTOR CORP; TOYOTA CENTRAL RES & DEV
Classification:
- international: **B60T8/58; B62D6/00; B62D7/14; F02D29/02; B60T8/58; B62D6/00; B62D7/14; F02D29/02; (IPC1-7): B60K41/28; B60K41/00; B60T8/58; B62D6/00; B62D7/14; F02D29/02; B62D101/00; B62D113/00; B62D137/00**
- european:
Application number: JP20010378527 20011212
Priority number(s): JP20010378527 20011212

Report a data error here

Abstract of JP2003175749

PROBLEM TO BE SOLVED: To change strictness in running motion control upon controlling running motion of a vehicle by the steering control and the driving force control.
SOLUTION: A target front and rear force F_{xt} , a target lateral force F_{yt} , and a target yaw moment M_{zt} of the vehicle based on an ideal vehicular model are computed S100, S150, an actual front and rear force F_x , a lateral force F_y , and a yaw moment M_z of the vehicle are computed S200, and a target slip angle $[\alpha]_{ti}$ and a first target slip ratio $[\kappa]_{t1}$ of the respective wheels are computed S300 on the basis of the above computation. A steering control means is controlled on the basis of the target slip angle $[\alpha]_{ti}$ S1000, S1050. A braking and driving force control means is controlled on the basis of a second target slip ratio $[\kappa]_{t2}$ computed on the basis of the target front and rear force F_{xt} $<SB>$ $[\kappa]_{t2}$, the target lateral force F_{yt} $<SB>$ $[\kappa]_{t2}$, and the target yaw moment M_{zt} $<SB>$ $[\kappa]_{t2}$ on the basis of an actual vehicular model in a second control mode S550-S700, S1050 and is controlled on the basis of the first target slip ratio $[\kappa]_{t1}$ in a first control mode S900, S1050.
COPYRIGHT: (C)2003,JPO



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-175749

(P2003-175749A)

(43) 公開日 平成15年6月24日 (2003.6.24)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テ-マコ-ト* (参考)
B 6 0 K 41/28		B 6 0 K 41/28	3 D 0 3 2
41/00	3 0 1	41/00	3 0 1 A 3 D 0 3 4
			3 0 1 F 3 D 0 4 1
			3 0 1 G 3 D 0 4 6
B 6 0 T 8/58	Z Y W	B 6 0 T 8/58	Z Y W E 3 G 0 9 3

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 20 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2001-378527 (P2001-378527)

(22) 出願日 平成13年12月12日 (2001.12.12)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(71) 出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1

(72) 発明者 鈴木 将人

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100071216

弁理士 明石 昌毅

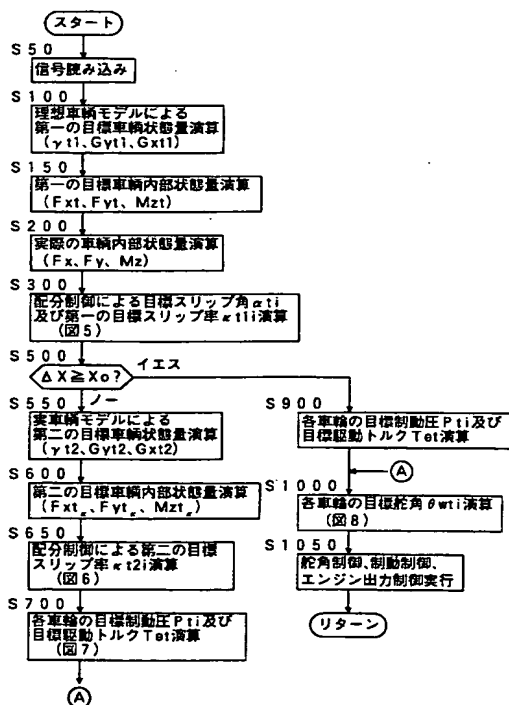
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車輛の走行制御装置

(57) 【要約】

【課題】 操舵制御及び駆動力制御により車輛の走行運動を制御するに当り、走行運動制御の厳密度合を変更可能にする。

【解決手段】 理想車輛モデルに基づく車輛の目標前後力 F_{xt} 、目標横力 F_{yt} 、目標ヨーモーメント M_{zt} が演算され (S100、150)、車輛の実際の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z が演算され (S200)、これらに基づき各車輪の目標スリップ角 α_{ti} 及び第一の目標スリップ率 κ_{t1i} が演算され (S300)、操舵制御手段は目標スリップ角 α_{ti} に基づいて制御され (S1000、1050)、制駆動力制御手段は第二の制御モードに於いては実車輛モデルに基づく車輛の目標前後力 $F_{xt\kappa}$ 、目標横力 $F_{yt\kappa}$ 、目標ヨーモーメント $M_{zt\kappa}$ に基づいて演算される第二の目標スリップ率 κ_{t2i} に基づいて制御され (S550~700、1050)、第一の制御モードに於いては第一の目標スリップ率 κ_{t1i} に基づいて制御される (S900、1050)。



【特許請求の範囲】

【請求項1】操舵制御手段と、制駆動力制御手段と、実際の車輛に基づく実車輛モデル及び前記実車輛モデルよりも性能の高い理想車輛モデルを使用して前記操舵制御手段及び前記制駆動力制御手段を制御することにより車輛の走行運動を制御する走行運動制御手段とを有し、前記走行運動制御手段は実際の車輛状態量と前記理想車輛モデルより求められる第一の目標車輛状態量とに基づき前記操舵制御手段を制御する車輛の走行制御装置に於いて、前記走行運動制御手段は実際の車輛状態量と前記第一の目標車輛状態量とに基づき前記制駆動力制御手段を制御する第一の制御モードと、実際の車輛状態量と前記実車輛モデルより求められる第二の目標車輛状態量とに基づき前記制駆動力制御手段を制御する第二の制御モードとの間にて制御モードを切り替える制御モード切り替え手段を有することを特徴とする車輛の走行制御装置。

【請求項2】前記走行運動制御手段は前記第一の制御モードに於いては実際の車輛状態量と前記第一の目標車輛状態量とに基づき目標操舵制御量及び第一の目標制駆動力制御量を演算し、前記目標操舵制御量にて前記操舵制御手段を制御すると共に、前記第一の目標制駆動力制御量にて前記制駆動力制御手段を制御し、前記第二の制御モードに於いては実際の車輛状態量と前記第一の目標車輛状態量とに基づき目標操舵制御量を演算し、実際の状態量と前記第二の目標車輛状態量とに基づき第二の目標制駆動力制御量を演算し、前記目標操舵制御量にて前記操舵制御手段を制御すると共に、前記第二の目標制駆動力制御量にて前記制駆動力制御手段を制御することを特徴とする請求項1に記載の車輛の走行制御装置。

【請求項3】前記制御モード切り替え手段は通常時には前記制御モードを前記第二の制御モードに設定し、車輛の走行状況に応じて前記制御モードを前記第一の制御モードに切り替えることを特徴とする請求項1又は2に記載の車輛の走行制御装置。

【請求項4】前記制御モード切り替え手段は前記実際の車輛状態量と前記第一の目標車輛状態量との偏差の大きさに基づき判定指標値を演算し、前記判定指標値が基準値以上であるときに前記制御モードを前記第一の制御モードに切り替えることを特徴とする請求項3に記載の車輛の走行制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車輛の走行制御装置に係り、更に詳細には互いに協調して車輛の走行運動を制御する操舵制御手段及び制駆動力制御手段を備えた車輛の走行制御装置に係る。

【0002】

【従来の技術】自動車等の車輛の走行制御装置の一つとして、例えば特開平6-24349号公報に記載されている如く、ヨーレートフィードバック制御等による四輪

操舵制御装置とスロットル制御等によるトラクション制御装置とを有する車輛に適用され、目標挙動演算値と実挙動検出値との偏差が所定値以上となることにより四輪操舵制御限界域を予測し、四輪操舵制御限界域が予測されたときには四輪操舵制御装置の最大制御量を制限すると共にトラクション制御装置によるトラクション制御を入り易くする総合制御手段を有する走行制御装置が既に知られている。

【0003】上述の走行制御装置によれば、四輪操舵制御装置によるヨーレートフィードバック制御等により優先的に車輛の走行挙動が安定化され、四輪操舵制御装置のみによっては車輛の走行挙動を安定化することができない場合には四輪操舵制御装置によるヨーレートフィードバック制御等及びトラクション制御装置によるトラクション制御の両者により車輛の走行挙動が安定化されるので、車輛に不必要な加減速が生じる虞れを低減しつつ車輛の走行挙動を効果的に安定化させることができる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】一般に、車輛の走行状態が比較的安定であるときには、走行挙動の安定化の必要性が低いので、挙動制御は必ずしも厳密に行われなくてもよく、従って目標挙動演算値は必ずしも車輛の理想的な走行状態に対応する高い目標値でなくてもよいが、車輛の走行状態が不安定になる虞れがあるときには、挙動制御が厳密に実行されることによって車輛の走行状態が不安定になることが確実に且つ効果的に防止されるよう、目標挙動演算値は車輛の理想的な走行状態に近い高い目標値であることが好ましい。

【0005】しかし上述の如き従来の走行制御装置に於いては、四輪操舵制御装置のみにより車輛の走行挙動の安定化が達成される場合、四輪操舵制御装置及びトラクション制御装置の両者により車輛の走行挙動の安定化が達成される場合の何れの場合にも、目標挙動演算値は常に一定の態様にて演算されるので、挙動制御に於ける車輛の目標状態を変更することができず、そのため走行挙動安定化の厳密度合を変更することができない。

【0006】本発明は、駆動力制御よりも操舵制御を優先して操舵制御及び駆動力制御により実際の車輛状態が目標状態になるよう車輛の走行運動を制御する従来の走行制御装置に於ける上述の如き問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、車輛の目標状態を変更可能にすると共に車輛の目標状態に応じて操舵制御及び駆動力制御による走行運動制御の内容を変更することにより、例えば車輛の走行状態が比較的安定である場合に於ける制御介入の程度を低減しつつ車輛の走行状態が不安定になる虞れがある状況に於いて確実に且つ効果的に車輛の安定的な走行状態を確保することができるよう、車輛の走行運動運動の制御の厳密度合を変更可能にすることである。

【0007】

【課題を解決するための手段】上述の主要な課題は、本発明によれば、請求項 1 の構成、即ち操舵制御手段と、制駆動力制御手段と、実際の車輛に基づく実車輛モデル及び前記実車輛モデルよりも性能の高い理想車輛モデルを使用して前記操舵制御手段及び前記制駆動力制御手段を制御することにより車輛の走行運動を制御する走行運動制御手段とを有し、前記走行運動制御手段は実際の車輛状態量と前記理想車輛モデルより求められる第一の目標車輛状態量とに基づき前記操舵制御手段を制御する車輛の走行制御装置に於いて、前記走行運動制御手段は実際の車輛状態量と前記第一の目標車輛状態量とに基づき前記制駆動力制御手段を制御する第一の制御モードと、実際の車輛状態量と前記実車輛モデルより求められる第二の目標車輛状態量とに基づき前記制駆動力制御手段を制御する第二の制御モードとの間にて制御モードを切り替える制御モード切り替え手段を有することを特徴とする車輛の走行制御装置によって達成される。

【0008】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 の構成に於いて、前記走行運動制御手段は前記第一の制御モードに於いては実際の車輛状態量と前記第一の目標車輛状態量とに基づき目標操舵制御量及び第一の目標制駆動力制御量を演算し、前記目標操舵制御量にて前記操舵制御手段を制御すると共に、前記第一の目標制駆動力制御量にて前記制駆動力制御手段を制御し、前記第二の制御モードに於いては実際の車輛状態量と前記第一の目標車輛状態量とに基づき目標操舵制御量を演算し、実際の状態量と前記第二の目標車輛状態量とに基づき第二の目標制駆動力制御量を演算し、前記目標操舵制御量にて前記操舵制御手段を制御すると共に、前記第二の目標制駆動力制御量にて前記制駆動力制御手段を制御するよう構成される（請求項 2 の構成）。

【0009】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 又は 2 の構成に於いて、前記制御モード切り替え手段は通常時には前記制御モードを前記第二の制御モードに設定し、車輛の走行状況に応じて前記制御モードを前記第一の制御モードに切り替えるよう構成される（請求項 3 の構成）。

【0010】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 3 の構成に於いて、前記制御モード切り替え手段は前記実際の車輛状態量と前記第一の目標車輛状態量との偏差の大きさに基づき判定指標値を演算し、前記判定指標値が基準値以上であるときに前記制御モードを前記第一の制御モードに切り替えるよう構成される（請求項 4 の構成）。

【0011】

【発明の作用及び効果】上記請求項 1 の構成によれば、操舵制御手段は実際の車輛状態量と理想車輛モデルより求められる第一の目標車輛状態量とに基づき制御され、実際の車輛状態量と第一の目標車輛状態量とに基づき制

駆動力制御手段を制御する第一の制御モードと、実際の車輛状態量と実車輛モデルより求められる第二の目標車輛状態量とに基づき制駆動力制御手段を制御する第二の制御モードとの間にて制駆動力制御手段の制御モードが切り替えられるので、操舵制御手段により車輛の走行運動を効果的に制御することができると共に、制御モードを第一の制御モードより第二の制御モードに切り替えることにより制駆動力制御手段による制御介入の頻度を低減することができ、逆に制御モードを第二の制御モードより第一の制御モードに切り替えることにより操舵制御手段による制御に加えて制駆動力制御手段による制御によって車輛の走行運動を確実に制御することができる。

【0012】また一般に、操舵制御手段及び制駆動力制御手段が実際の車輛状態量と目標車輛状態量とに基づき制御される場合には、目標車輛状態量が理想的な車輛状態量に近いほど車輛の走行運動制御の厳密度合が高くなり、車輛の走行運動を理想的な走行運動に近づけることができる。しかし目標車輛状態量が理想的な車輛状態量に近づけられると、操舵制御手段による車輪の舵角は理想的な舵角に近づき車輛の走行運動を理想的な走行運動に近づけることができるが、制駆動力制御手段による車輪の制駆動力の制御頻度が高くなり、車輛の加減速の頻度も高くなってしまう。

【0013】上記請求項 1 の構成によれば、操舵制御手段は常に実際の車輛状態量と理想車輛モデルより求められる第一の目標車輛状態量とに基づき制御されることにより、車輪の舵角を理想車輛モデルに基づく理想的な舵角に制御することができ、また実際の車輛状態量と第一の目標車輛状態量とに基づき制駆動力制御手段を制御する第一の制御モードと、実際の車輛状態量と実車輛モデルより求められる第二の目標車輛状態量とに基づき制駆動力制御手段を制御する第二の制御モードとの間にて制御モードが切り替えられるので、操舵制御手段及び制駆動力制御手段の両者が実際の車輛状態量と理想車輛モデルより求められる第一の目標車輛状態量とに基づき制御される第一の制御モードと、操舵制御手段及び制駆動力制御手段の両者が実際の車輛状態量と実車輛モデルより求められる第二の目標車輛状態量とに基づき制御される第二の制御モードとの間にて切り替えられる場合に比して、車輛の不必要な加減速の虞れを効果的に抑制しつつ車輛の走行運動を効果的に制御することができる。

【0014】上記請求項 2 の構成によれば、第一の制御モードに於いては実際の車輛状態量と第一の目標車輛状態量とに基づき目標操舵制御量及び第一の目標制駆動力制御量が演算され、目標操舵制御量にて操舵制御手段が制御されると共に、第一の目標制駆動力制御量にて制駆動力制御手段が制御され、第二の制御モードに於いては実際の車輛状態量と第一の目標車輛状態量とに基づき目標操舵制御量が演算され、実際の状態量と第二の目標車輛状態量とに基づき第二の目標制駆動力制御量が演算さ

れ、目標操舵制御量にて操舵制御手段が制御されると共に、第二の目標制駆動力制御量にて制駆動力制御手段が制御されるので、制御モードに拘わらず実際の車輛状態量と第一の目標車輛状態量とに基づく目標操舵制御量に基づいて操舵制御手段を制御すると共に、第一の制御モードに於いては第一の目標制駆動力制御量に基づいて制駆動力制御手段を制御し、第二の制御モードに於いては第二の目標制駆動力制御量に基づいて制駆動力制御手段を制御することができる。

【0015】上記請求項3の構成によれば、通常時には制御モードが第二の制御モードに設定され、車輛の走行状況に応じて制御モードが第一の制御モードに切り替えられるので、通常時には制駆動力制御手段による制御介入の頻度を確実に低減すると共に、車輛の走行状況に応じて制御モードが第一の制御モードに切り替えられることにより操舵制御手段の制御及び制駆動力制御手段の制御により確実に車輛の走行運動を制御することができる。

【0016】上記請求項4の構成によれば、実際の車輛状態量と第一の目標車輛状態量との偏差の大きさに基づき判定指標値が演算され、判定指標値が基準値以上であるときに制御モードが第一の制御モードに切り替えられるので、操舵制御手段によっては車輛の走行運動を確実に制御することができない状況や車輛の走行運動が不安定になる虞れがある状況に於いて、制御モードを確実に第一の制御モードに切り替えることができる。

【0017】尚本明細書に於いて、「操舵制御手段」は運転者による操舵操作とは無関係に車輪を操舵する制御手段を意味し、「制駆動力制御手段」は運転者による制駆動操作とは無関係に各車輪の制駆動力を個別に制御可能な制御手段を意味する。

【0018】

【課題解決手段の好ましい態様】本発明の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1の構成に於いて、実際の車輛状態量は少なくとも車輛のヨーレートを含み、第一の目標車輛状態量及び第二の目標車輛状態量は少なくとも車輛の目標ヨーレートを含むよう構成される（好ましい態様1）。

【0019】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様1の構成に於いて、実際の車輛状態量は車輛の実際のヨーレート、実際の前後加速度、実際の横加速度であり、第一の目標車輛状態量及び第二の目標車輛状態量は車輛の目標ヨーレート、目標前後加速度、目標横加速度であるよう構成される（好ましい態様2）。

【0020】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項2の構成に於いて、走行運動制御手段は第一の制御モードに於いては実際の車輛状態量と第一の目標車輛状態量とに基づき車輛全体の目標制御量を演算し、車輛全体の目標制御量に基づき目標操舵制御量及び

第一の目標制駆動力制御量を演算するよう構成される（好ましい態様3）。

【0021】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様3の構成に於いて、走行運動制御手段は第一の目標車輛状態量と実際の車輛状態量との偏差に基づき車輛全体の目標制御量を演算するよう構成される（好ましい態様4）。

【0022】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様4の構成に於いて、走行運動制御手段は第一の目標車輛状態量に基づく第一の目標車輛内部状態量と実際の車輛状態量に基づく実際の車輛内部状態量との偏差に基づき車輛全体の目標制御量を演算するよう構成される（好ましい態様5）。

【0023】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様5の構成に於いて、走行運動制御手段は第一の目標車輛状態量に基づく第一の目標車輛内部状態量として車輛の目標前後力、目標横力、目標ヨーモーメントを演算し、実際の車輛状態量に基づく実際の車輛内部状態量として車輛の実際の前後力、実際の横力、実際のヨーモーメントを演算し、目標前後力－実際の前後力、目標横力－実際の横力、目標ヨーモーメント－実際のヨーモーメントを車輛全体の目標制御量として演算するよう構成される（好ましい態様6）。

【0024】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項2の構成に於いて、走行運動制御手段は第一の制御モードに於いては第一の目標車輛状態量に基づき第一の目標車輛内部状態量を演算し、第一の目標車輛内部状態量を操舵制御手段及び制駆動力制御手段に分配することにより目標操舵制御量及び第一の目標制駆動力制御量を演算するよう構成される（好ましい態様7）。

【0025】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様7の構成に於いて、走行運動制御手段は実際の車輛状態量に基づき実際の車輛内部状態量を演算し、操舵制御手段に対する第一の目標車輛内部状態量の配分量として操舵制御手段の目標車輛内部状態量を演算し、操舵制御手段の目標車輛内部状態量及び実際の車輛内部状態量に基づき目標操舵制御量を演算し、第一の目標車輛内部状態量と操舵制御手段の目標車輛内部状態量との差分を制駆動力制御手段の目標車輛内部状態量として演算し、制駆動力制御手段の目標車輛内部状態量に基づき第一の目標制駆動力制御量を演算するよう構成される（好ましい態様8）。

【0026】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様8の構成に於いて、走行運動制御手段は目標車輛内部状態量として車輛の目標前後力、目標横力、目標ヨーモーメントを演算し、実際の車輛内部状態量として車輛の実際の前後力、実際の横力、実際のヨーモーメントを演算するよう構成される（好ましい態様9）。

【0027】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1の構成に於いて、制御モード切り替え手段は運転者により操作可能なスイッチであるよう構成される（好ましい態様10）。

【0028】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項3の構成に於いて、制御モード切り替え手段は車両の走行状況が限界走行状態に近づいたときに制御モードを第一の制御モードに切り替えるよう構成される（好ましい態様11）。

【0029】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項4の構成に於いて、実際の車両状態量は車両の実際のヨーレート、実際の前後加速度、実際の横加速度であり、第一の目標車両状態量は車両の目標ヨーレート、目標前後加速度、目標横加速度であり、制御モード切り替え手段は目標ヨーレートと実際のヨーレートとの偏差の絶対値、目標前後加速度と実際の前後加速度との偏差の絶対値、目標横加速度と実際の横加速度との偏差の絶対値の線形和を判定指標値として演算するよう構成される（好ましい態様12）。

【0030】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項4の構成に於いて、走行運動制御手段は第一の目標車両状態量に基づく目標車両内部状態量として車両の目標前後力、目標横力、目標ヨーモーメントを演算し、実際の車両状態量に基づく実際の車両内部状態

$$L = E^T W_E E + \delta u^T W_{\delta u} \delta u + (u + \delta u)^T W_u (u + \delta u) \quad \dots\dots (1)$$

【0033】尚上記式1に於いて、修正量の誤差E、各車輪のスリップ角及びスリップ率の変量 δu 、各車輪のスリップ角及びスリップ率 u はそれぞれ下記の式2～4の通りである。

$$E = \Delta - dF \quad \dots\dots (2)$$

$$\delta u = [\delta \kappa_1 \dots \delta \kappa_4 \quad \delta \alpha_1 \dots \delta \alpha_4]^T \quad \dots\dots (3)$$

$$u = [\kappa_1 \dots \kappa_4 \quad \alpha_1 \dots \alpha_4]^T \quad \dots\dots (4)$$

【0034】上記式2に於ける Δ は車両の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z の目標修正量であり、車両の目標前後力を F_{xt} とし、目標横力を F_{yt} とし、目標ヨーモーメントを M_{zt} として下記の式5により表わされる。

【数1】

$$\Delta = \begin{bmatrix} \delta F_x \\ \delta F_y \\ \delta M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xt} - F_x \\ F_{yt} - F_y \\ M_{zt} - M_z \end{bmatrix} \quad \dots\dots (5)$$

【0035】また上記式2に於ける dF は各車輪のスリップ角及びスリップ率の変量 δu による車両の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z の修正量を動作時点近傍について線形近似することにより求められる値であり、下記の式6及び7により表わされる。尚上記式5～7に於いて使用される車両の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z 及びヤコビアン J は後述のタイヤモデルにより推定される。

量として車両の実際の前後力、実際の横力、実際のヨーモーメントを演算し、制御モード切り替え手段は目標前後力と実際の前後力との偏差の絶対値、目標横力と実際の横力との偏差の絶対値、目標ヨーモーメントと実際のヨーモーメントとの偏差の絶対値の線形和を判定指標値として演算するよう構成される（好ましい態様13）。

【0031】

【目標制御量の配分制御の概要】次に車両の目標制御量（目標車両内部状態量）としての車両の目標前後力、目標横力、目標ヨーモーメントと車両の前後力、横力、ヨーモーメントとの偏差を各制御手段に配分し、各車輪毎の制御目標量としての目標スリップ角及び目標スリップ量を演算する概要について説明する。

【0032】[1]操舵制御手段及び制駆動力制御手段に対する配分

車両の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z の修正量の誤差を E とし、左前輪、右前輪、左後輪、右後輪のスリップ角 $\alpha_1 \sim \alpha_4$ 及びスリップ率 $\kappa_1 \sim \kappa_4$ を u とし、各車輪のスリップ角の変量 $\delta \alpha_1 \sim \delta \alpha_4$ 及びスリップ率の変量 $\delta \kappa_1 \sim \delta \kappa_4$ を δu とし、修正量の誤差 E に対する重みを W_E とし、各車輪のスリップ角及びスリップ率の変量 δu に対する重みを $W_{\delta u}$ とし、 $u + \delta u$ に対する重みを W_u として評価関数 L を下記の式1の通りとする。

【0036】

【数2】

$$dF = \begin{bmatrix} \delta F_x \\ \delta F_y \\ \delta M_z \end{bmatrix} = J \delta u \quad \dots\dots (6)$$

【数3】

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_1} & \dots & \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_4} & \frac{\partial F_x}{\partial \alpha_1} & \dots & \frac{\partial F_x}{\partial \alpha_4} \\ \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_1} & \dots & \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_4} & \frac{\partial F_y}{\partial \alpha_1} & \dots & \frac{\partial F_y}{\partial \alpha_4} \\ \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_1} & \dots & \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_4} & \frac{\partial M_z}{\partial \alpha_1} & \dots & \frac{\partial M_z}{\partial \alpha_4} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (7)$$

【0037】制御目標を操舵制御手段及び制駆動力制御手段に配分して各車輪の目標スリップ角及び目標スリップ率を求めるに際しては、最急降下法による繰り返し演算により上記式1にて表わされる評価関数 L を最小にするスリップ角及びスリップ率の目標修正量 δu_t が演算され、現在の値 u に修正量 δu_t が加算されることにより各車輪の目標スリップ角 $\alpha_{t1} \sim \alpha_{t4}$ 及び目標スリップ率 $\kappa_{t1} \sim \kappa_{t4}$ が演算される。

【0038】目標修正量 δu_t は以下の如く求められる。即ち上記式1より下記の式8が成立し、評価関数 L が最小であるときには $\partial L / \partial \delta u$ が0であるので、下記の式9が成立し、従って目標修正量 δu_t は下記の式

10により表わされる。

【数4】

$$\frac{\partial L}{\partial \delta u} = 2 W_{\delta u} \delta u + 2 W_u (u + \delta u) - 2 J^T W_E (\Delta - J \delta u) \quad \dots\dots (8)$$

$$(W_{\delta u} + W_u + J^T W_E J) \delta u + (W_u u - J^T W_E \Delta) = 0 \quad \dots\dots (9)$$

$$\delta u = (W_{\delta u} + W_u + J^T W_E J)^{-1} (J^T W_E \Delta - W_u u) \quad \dots\dots (10)$$

【0039】 [2] 制駆動力制御手段に対する配分
制駆動力制御手段に関する車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、
ヨーモーメント M_z の修正量の誤差を E_κ とし、左前
輪、右前輪、左後輪、右後輪のスリップ率 $\kappa_1 \sim \kappa_4$ を κ
とし、各車輪のスリップ率の変化量 $\delta \kappa_1 \sim \delta \kappa_4$ を $\delta \kappa$ 10

とし、修正量の誤差 E_κ に対する重みを W_{E_κ} とし、各
車輪のスリップ率の変化量 $\delta \kappa$ に対する重みを $W_{\delta \kappa}$ と
し、 $\kappa + \delta \kappa$ に対する重みを W_κ として評価関数 L_κ を
下記の式11の通りとする。

$$L_\kappa = E_\kappa^T W_{E_\kappa} E_\kappa + \delta \kappa^T W_{\delta \kappa} \delta \kappa + (\kappa + \delta \kappa)^T W_\kappa (\kappa + \delta \kappa) \quad \dots\dots (11)$$

【0040】 尚上記式11に於いて、修正量の誤差
 E_κ 、各車輪のスリップ率の变量 $\delta \kappa$ 、各車輪のスリッ
プ率 κ はそれぞれ下記の式12～14の通りである。

$$E_\kappa = \Delta_\kappa - dF_\kappa \quad \dots\dots (12)$$

$$\delta \kappa = [\delta \kappa_1 \dots \delta \kappa_4]^T \quad \dots\dots (13)$$

$$\kappa = [\kappa_1 \dots \kappa_4]^T \quad \dots\dots (14)$$

【0041】 上記式12に於ける Δ_κ は制駆動力制御手
段に関する車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント 20
 M_z の目標修正量であり、制駆動力制御手段に関する車
輛の目標前後力を F_{xt_κ} とし、目標横力を F_{yt_κ} とし、
目標ヨーモーメントを M_{zt_κ} として下記の式15により
表わされる。

【数5】

$$\Delta_\kappa = \begin{bmatrix} \delta F_{x_\kappa} \\ \delta F_{y_\kappa} \\ \delta M_{z_\kappa} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xt_\kappa} - F_x \\ F_{yt_\kappa} - F_y \\ M_{zt_\kappa} - M_z \end{bmatrix} \quad \dots\dots (15)$$

【0042】 また上記式12に於ける dF_κ は各車輪の 30
スリップ率の変化量 $\delta \kappa$ による車輛の前後力 F_x 、横力
 F_y 、ヨーモーメント M_z の修正量を動作時点近傍につい
て線形近似することにより求められる値であり、下記の
式16及び17により表わされる。尚上記式15～17
に於いて使用される車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモ
ーメント M_z 及びヤコビアン J_κ は後述のタイヤモデル
により推定される。

【0043】

$$\frac{\partial L_\kappa}{\partial \delta \kappa} = 2 W_{\delta \kappa} \delta \kappa + 2 W_\kappa (\kappa + \delta \kappa) - 2 J_\kappa^T W_{E_\kappa} (\Delta_\kappa - J_\kappa \delta \kappa) \quad \dots\dots (18)$$

40

$$(W_{\delta \kappa} + W_\kappa + J_\kappa^T W_{E_\kappa} J_\kappa) \delta \kappa + (W_\kappa \kappa - J_\kappa^T W_{E_\kappa} \Delta_\kappa) = 0 \quad \dots\dots (19)$$

$$\delta \kappa = (W_{\delta \kappa} + W_\kappa + J_\kappa^T W_{E_\kappa} J_\kappa)^{-1} (J_\kappa^T W_{E_\kappa} \Delta_\kappa - W_\kappa \kappa) \quad \dots\dots (20)$$

【0046】 [3] 操舵制御手段に対する配分
操舵制御手段に関する車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨー
モーメント M_z の修正量の誤差を E_α とし、左前輪、右
前輪、左後輪、右後輪のスリップ率 $\alpha_1 \sim \alpha_4$ を α とし、
各車輪のスリップ率の変化量 $\delta \alpha_1 \sim \delta \alpha_4$ を $\delta \alpha$ とし、

【数6】

$$dF_\kappa = \begin{bmatrix} \delta F_{x_\kappa} \\ \delta F_{y_\kappa} \\ \delta M_{z_\kappa} \end{bmatrix} = J_\kappa \delta \kappa \quad \dots\dots (16)$$

【数7】

$$J_\kappa = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_1} & \dots & \frac{\partial F_x}{\partial \kappa_4} \\ \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_1} & \dots & \frac{\partial F_y}{\partial \kappa_4} \\ \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_1} & \dots & \frac{\partial M_z}{\partial \kappa_4} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (17)$$

【0044】 制御目標を制駆動力制御手段に配分して各
車輪の目標スリップ率を求めるに際しては、最急降下法
による繰り返し演算により上記式11にて表わされる評
価関数 L_κ を最小にするスリップ率の目標修正量 $\delta \kappa_t$
が演算され、現在の値 κ に修正量 $\delta \kappa_t$ が加算されるこ
とにより各車輪の目標スリップ率 $\kappa_{t1} \sim \kappa_{t4}$ が演算され
る。

【0045】 目標修正量 $\delta \kappa_t$ は以下の如く求められ
る。即ち上記式11より下記の式18が成立し、評価関
数 L_κ が最小であるときには $\partial L_\kappa / \partial \delta \kappa$ が0である
ので、下記の式19が成立し、従って目標修正量 $\delta \kappa_t$
は下記の式20により表わされる。

【数8】

修正量の誤差 E_α に対する重みを W_{E_α} とし、各車輪の
スリップ率の変化量 $\delta \alpha$ に対する重みを $W_{\delta \alpha}$ とし、 α
+ $\delta \alpha$ に対する重みを W_α として評価関数 L_α を下記の
式21の通りとする。

$$L_\alpha = E_\alpha^T W_{E_\alpha} E_\alpha + \delta \alpha^T W_{\delta \alpha} \delta \alpha + (\alpha + \delta \alpha)^T W_\alpha (\alpha + \delta \alpha)$$

【0047】尚上記式21に於いて、修正量の誤差 E_a 、各車輪のスリップ率の変量 $\delta\alpha$ 、各車輪のスリップ率 α はそれぞれ下記の式22～24の通りである。

$$E_a = \Delta_a - dF_a \quad \dots\dots (22)$$

$$\delta\alpha = [\delta\alpha_1 \dots \delta\alpha_4]^T \quad \dots\dots (23)$$

$$\alpha = [\alpha_1 \dots \alpha_4]^T \quad \dots\dots (24)$$

【0048】上記式22に於ける Δ_a は操舵制御手段に関する車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z の目標修正量であり、操舵制御手段に関する車輛の目標前後力を F_{xt} とし、目標横力を F_{yt} とし、目標ヨーモーメントを M_{zt} として下記の式25により表わされる。

【数9】

$$\Delta_a = \begin{bmatrix} \delta F_{x_a} \\ \delta F_{y_a} \\ \delta M_{z_a} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xt_a} - F_x \\ F_{yt_a} - F_y \\ M_{zt_a} - M_z \end{bmatrix} \quad \dots\dots (25)$$

$$dF_a = \begin{bmatrix} \delta F_{x_a} \\ \delta F_{y_a} \\ \delta M_{z_a} \end{bmatrix} = J_a \delta\alpha \quad \dots\dots (26)$$

【数11】

$$J_a = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_x}{\partial \alpha_1} & \dots & \frac{\partial F_x}{\partial \alpha_4} \\ \frac{\partial F_y}{\partial \alpha_1} & \dots & \frac{\partial F_y}{\partial \alpha_4} \\ \frac{\partial M_z}{\partial \alpha_1} & \dots & \frac{\partial M_z}{\partial \alpha_4} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (27)$$

【0051】制御目標を操舵制御手段に配分して各車輪の目標スリップ率を求めるに際しては、最急降下法による繰り返し演算により上記式21にて表わされる評価関

$$\frac{\partial L_a}{\partial \delta\alpha} = 2W_{\alpha\alpha}\delta\alpha + 2W_{\alpha}(\alpha + \delta\alpha) - 2J_a^T W_{Ea}(\Delta_a - J_a\delta\alpha) \quad \dots\dots (28)$$

$$(W_{\delta\alpha} + W_{\alpha\alpha} + J_a^T W_{Ea} J_a) \delta\alpha + (W_{\alpha}\alpha - J_a^T W_{Ea} \Delta_a) = 0 \quad \dots\dots (29)$$

$$\delta\alpha = (W_{\delta\alpha} + W_{\alpha\alpha} + J_a^T W_{Ea} J_a)^{-1} (J_a^T W_{Ea} \Delta_a - W_{\alpha}\alpha) \quad \dots\dots (30)$$

【0054】 [4] タイヤモデル

ブラッシュタイヤモデルによれば、 κ_i をタイヤのスリップ率とし、 F_{zi} をタイヤの接地荷重とし、 $K_{\kappa 0}$ を荷重で正規化されたドライビングスティフネスとし、 $K_{\alpha 0}$ を荷重で正規化されたコーナリングパワーとし、 μ を路面の最大摩擦係数とすると、ドライビングスティフネス K_{κ} 及びコーナリングパワー K_{α} はそれぞれ下記の式33及び34にて表わされる。またタイヤの路面反力がタイヤの前後方向に対しなす角度を θ_{fi} とし、 λ 及び ξ をそれぞれ下記の式35及び36にて表わされる値とすると、 $\cos\theta_{fi}$ 及び $\sin\theta_{fi}$ はそれぞれ下記の式31及び32にて表わされる。

..... (21)

【0049】また上記式22に於ける dF_a は各車輪のスリップ率の変化量 $\delta\alpha$ による車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z の修正量を動作時点近傍について線形近似することにより求められる値であり、下記の式26及び27により表わされる。尚上記式25～27に於いて使用される車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z 及びヤコビアン J_a は後述のタイヤモデルにより推定される。

【0050】

【数10】

数 L_a を最小にするスリップ率の目標修正量 $\delta\alpha_t$ が演算され、現在の値 α に修正量 $\delta\alpha_t$ が加算されることにより各車輪の目標スリップ率 $\alpha_{t1} \sim \alpha_{t4}$ が演算される。

【0052】目標修正量 $\delta\alpha_t$ は以下の如く求められる。即ち上記式21より下記の式28が成立し、評価関数 L_a が最小であるときには $\partial L_a / \partial \delta\alpha$ が0であるので、下記の式29が成立し、従って目標修正量 $\delta\alpha_t$ は下記の式30により表わされる。

【0053】

【数12】

【0055】

【数13】

$$\cos\theta_{fi} = \frac{\kappa_i}{\lambda} \quad \dots\dots (31)$$

$$\sin\theta_{fi} = \frac{\kappa_{\alpha} \tan\alpha_i}{K_{\kappa}\lambda} \quad \dots\dots (32)$$

$$K_{\kappa} = K_{\kappa 0} F_{zi} \quad \dots\dots (33)$$

$$K_{\alpha} = K_{\alpha 0} F_{zi} \quad \dots\dots (34)$$

$$\lambda = \sqrt{\kappa_i^2 + \frac{K_{\alpha}^2 \tan^2\alpha_i}{K_{\kappa}^2}} \quad \dots\dots (35)$$

$$\xi = 1 - \frac{K_{\kappa}\lambda}{3\mu F_{zi} (1 - \kappa_i)} \quad \dots\dots (36)$$

【0056】そしてタイヤの前後力 F_{xi} 及び横力 F_{yi} は
 $\xi \geq 0$ であるときには下記の式37及び38にて表わさ
 れ、 $\xi \leq 0$ であるときには下記の式39及び40にて表

$$F_{xi} = -\frac{\xi^2 K_x}{1 - \kappa_i} \kappa_i - \mu F_z \cos \theta_n (1 - 3\xi^2 + 2\xi^3) \dots\dots(37)$$

$$F_{yi} = -\frac{\xi^2 K_x \tan \alpha_i}{1 - \kappa_i} - \mu F_z \sin \theta_n (1 - 3\xi^2 + 2\xi^3) \dots\dots(38)$$

$$F_{xi} = -\mu F_z \cos \theta_n \dots\dots(39)$$

$$F_{yi} = -\mu F_z \sin \theta_n \dots\dots(40)$$

【0057】[5] 接地荷重

車両の前後加速度を G_x とし、車両の横加速度を G_y と
 し、車両のばね上質量を M_b とし、車両の中心高さ H_c と
 し、車両のロール中心高さを H_ϕ とし、車両のピッチ中
 心高さを H_θ とし、車両のホイールベースを L とし、車
 輛の前輪のトレッドを T_{rf} とし、車両の後輪のトレッド
 を T_{rr} とし、車両のフロントロール剛性を $K_{\phi r}$ とし、

$$\theta_n = \frac{M_b(H_c - H_\theta) G_x}{2 L K_\theta} \dots\dots(41)$$

$$\phi_n = \frac{M_b(H_c - H_\phi) G_y}{K_{\phi r} D_{\phi r} + K_{\phi r} D_{\phi r}} \dots\dots(42)$$

$$\begin{bmatrix} F_{zfl} \\ F_{zfr} \\ F_{zrl} \\ F_{zrr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -K_\theta & -K_{\phi r} \\ -K_\theta & K_{\phi r} \\ K_\theta & -K_{\phi r} \\ K_\theta & -K_{\phi r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_n \\ \phi_n \end{bmatrix} \dots\dots(43)$$

【0059】[6] タイヤの前後力 F_{xi} 及び横力 F_{yi} と
 車両の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z との関
 係

$T(\Delta i)$ を各車輪のタイヤ前後力 F_{xi} 及びタイヤ横力
 F_{yi} を車両の前後力 F_x 及び横力 F_y に変換する係数と
 し、係数 $T(i)$ 及び $L(i)$ をそれぞれ下記の式46及
 び47にて表わされる値とすると、車両の前後力 F_x 及
 び横力 F_y は下記の式44にて表わされ、車両のヨー
 モーメント M_z は下記の式45にて表わされる。

【0060】

【数16】

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \sum_i T(\delta_i) \begin{bmatrix} F_{xi} \\ F_{yi} \end{bmatrix} \dots\dots(44)$$

$$M_z = \sum_i [T(i) L(i)] T(\delta_i) \begin{bmatrix} F_{xi} \\ F_{yi} \end{bmatrix} \dots\dots(45)$$

$$\begin{aligned} T(i) &= T_{rf}/2 & (i=fr \text{ のとき}) \\ &= -T_{rf}/2 & (i=fl \text{ のとき}) \\ &= T_{rr}/2 & (i=rr \text{ のとき}) \\ &= -T_{rr}/2 & (i=rl \text{ のとき}) \end{aligned} \dots\dots(46)$$

$$\begin{aligned} L(i) &= L_r/2 & (i=fr \text{ のとき}) \\ &= L_r/2 & (i=fl \text{ のとき}) \\ &= -L_r/2 & (i=rr \text{ のとき}) \\ &= -L_r/2 & (i=rl \text{ のとき}) \end{aligned} \dots\dots(47)$$

【0061】

【発明の実施の形態】以下に添付の図を参照しつつ、本

わされる。

【数14】

10 車両のリヤロール剛性を $K_{\phi r}$ とし、車両のピッチ剛性
 を K_θ とすると、車体のピッチ角 θ_n 及びロール ϕ_n はそ
 れぞれ下記の式41及び42にて表わされ、左前輪、右
 前輪、左後輪、右後輪の接地荷重 F_{xi} ($i=fl, fr, r$
 l, rr)は下記の式43により求められる。

【0058】

【数15】

発明を幾つかの好ましい実施形態について詳細に説明す
 る。

【0062】第一の実施形態

図1は本発明による車両の走行制御装置の第一の実施形
 態を示す概略構成図、図2は第一の実施形態の制御系を
 示すブロック線図、図3は第一の実施形態に於ける走行
 制御の概要を示すブロック線図である。

【0063】図1に於いて、10は車両12に搭載され
 た駆動源としてのエンジンを示しており、エンジン10
 の駆動力はトルクコンバータ14及びトランスミッション
 16を介して出力軸18へ伝達され、出力軸18の駆
 動力はセンターディファレンシャル20により前輪用プ
 ロペラシャフト22及び後輪用プロペラシャフト24へ
 伝達される。エンジン10の出力は運転者により操作さ
 れる図1には示されていないアクセルペダルの踏み込み
 量等に応じてエンジン制御装置26により制御される。

【0064】前輪用プロペラシャフト22の駆動力は前
 輪ディファレンシャル30により左前輪車軸32L及び
 右前輪車軸32Rへ伝達され、これにより左右の前輪3
 4FL及び34FRが回転駆動される。同様に後輪用プロペ
 ラシャフト24の駆動力は後輪ディファレンシャル36
 により左後輪車軸38L及び右後輪車軸38Rへ伝達さ
 れ、これにより左右の後輪40RL及び40RRが回転駆動
 される。

【0065】かくしてトルクコンバータ14、トランス
 ミッション16、センターディファレンシャル20、前

輪ディファレンシャル30、後輪ディファレンシャル36等は車輛の駆動系を構成している。特に図示の実施形態の駆動系は左右前輪34FL、34FR及び左右後輪40RL、40RRに対し一定の配分比率にてエンジン10の駆動トルクを配分し、エンジン制御装置26はエンジン10より各車輪へ伝達される駆動トルクを総括的に制御する。

【0066】左右の前輪34FL、34FR及び左右の後輪40RL、40RRの制動力は制動装置42の油圧回路44により対応するホイールシリンダ46FL、46FR、46RL、46RRの制動圧が制御されることによって制御される。図には示されていないが、油圧回路44はリザーバ、オイルポンプ、種々の弁装置等を含み、各ホイールシリンダの制動圧は通常時には運転者によるブレーキペダル47に対する踏力に応じて駆動されるマスタシリンダ48により制御され、また必要に応じて後に詳細に説明する如く走行制御用電子制御装置50により個別に制御される。

【0067】また図1に示されている如く、左右の前輪34FL及び34FRは前輪用操舵装置52により操舵される。図示の実施形態に於いては、前輪用操舵装置52は運転者によるステアリングホイール54の操舵操作にตอบสนองして駆動される油圧式のパワーステアリング装置56を有し、左右の前輪34FL及び34FRはパワーステアリング装置56によりタイロッド58L及び58Rを介して操舵される。

【0068】タイロッド58L及び58Rにはそれぞれこれらの有効長さを可変制御するアクチュエータ60L及び60Rが設けられており、アクチュエータ60L及び60Rは舵角制御装置62により制御され、これにより左右の前輪34FL及び34FRの舵角は相互に独立して、また後輪40RL及び40RRとは独立して制御されるようになっている。

【0069】同様に、左右の後輪40RL及び40RRは後輪用操舵装置64により操舵される。後輪用操舵装置64は運転者によるステアリングホイール54の操舵操作や車速にตอบสนองして駆動される油圧式のパワーステアリング装置66を有し、左右の後輪の40RL及び40RRはパワーステアリング装置66によりタイロッド68L及び68Rを介して操舵される。

【0070】タイロッド68L及び68Rにはそれぞれこれらの有効長さを可変制御するアクチュエータ70L及び70Rが設けられており、パワーステアリング装置66及びアクチュエータ70L、70Rは舵角制御装置62により制御され、これにより左右の後輪40RL及び40RRの舵角は相互に独立して、また前輪34FL及び34FRとは独立して制御されるようになっている。

【0071】以上の説明より解る如く、前輪用操舵装置52、後輪用操舵装置64、舵角制御装置62は運転者の操舵操作とは無関係に各車輪34FL、34FR、40R

L、40RRの舵角を個別に制御可能な操舵制御手段を構成しており、エンジン10、エンジン制御装置26、制動装置42、電子制御装置50は運転者の制駆動操作とは無関係に互いに共働して各車輪の制駆動力を個別に制御可能な制駆動力制御手段を構成しており、電子制御装置50は操舵制御手段及び制駆動力制御手段を制御する制御手段として機能する。

【0072】電子制御装置50には車速センサ72より車速 V_x を示す信号、前後加速度センサ74及び横加速度センサ76よりそれぞれ車輛12の前後加速度 G_x 及び横加速度 G_y を示す信号、ヨーレートセンサ78より車輛のヨーレート γ を示す信号、踏力センサ80よりブレーキペダル47に対する踏力 F_b （運転者による制動制御操作量）を示す信号、車輪速度センサ82i（ $i = fl, fr, rl, rr$ ）より左右前輪及び左右後輪の車輪速度 V_{wi} を示す信号、圧力センサ84i（ $i = fl, fr, rl, rr$ ）より左右前輪及び左右後輪の制動圧 P_i 、即ちホイールシリンダ46FL、46FR、46RR、46RL内の圧力を示す信号が入力される。尚運転者による制動制御操作量はマスタシリンダ48内の圧力又はブレーキペダル47の踏み込みストロークにより検出されてもよい。

【0073】一方エンジン制御装置26にはエンジン回転数センサ86よりエンジン回転数 N_e を示す信号、スロットル開度センサ88よりスロットル開度 T_a （運転者による駆動力制御操作量）を示す信号、シフトポジション（SP）センサ90よりトランスミッション16のシフトポジション P_s を示す信号が入力され、これらの信号はエンジン制御装置26より電子制御装置50にも入力される。尚運転者による駆動力制御操作量はアクセルペダルの踏み込みストロークにより検出されてもよい。

【0074】更に舵角制御装置62には操舵角センサ92よりステアリングホイール54に連結されたステアリングシャフトの回転角度として操舵角 θ （運転者による操舵制御操作量）を示す信号及び舵角センサ94i（ $i = fl, fr, rl, rr$ ）より左右前輪及び左右後輪の舵角 θ_{wi} を示す信号が入力され、これらの信号は舵角制御装置62より電子制御装置50にも入力される。

【0075】尚前後加速度センサ74は車輛の加速方向を正として前後加速度を検出し、横加速度センサ76、ヨーレートセンサ78及び操舵角センサ92はそれぞれ車輛の左旋回方向を正として横加速度等を検出する。またエンジン制御装置26、電子制御装置50、舵角制御装置62は実際にはそれぞれ例えばCPU、ROM、RAM、入出力装置を含むマイクロコンピュータ及び駆動回路にて構成されてよい。

【0076】次に図3に示されたブロック線図を参照して実施形態に於ける走行制御の概要について説明する。尚各ブロックの制御は図4乃至図8に示されたルーチンに従って走行制御用電子制御装置50により達成され

る。

【0077】まずブロックB1に於いて車速 V_x 、操舵角 θ 、スロットル開度 T_a 、踏力 F_b 等に基づき実際の車輪よりも性能の高い理想的な車輪に基づく理想車輪モデルにより第一の目標車輪状態量としての車輪の目標ヨーレート γ_t 、目標前後加速度 G_{xt} 、目標横加速度 G_{yt} が演算され、ブロックB2に於いて第一の目標車輪状態量に基づき第一の目標車輪内部状態量としての車輪の目標前後力 F_{xt} 、目標横力 F_{yt} 、目標ヨーモーメント M_{zt} が演算される。

【0078】またブロックB3に於いて車速 V_x 、操舵角 θ 、スロットル開度 T_a 、踏力 F_b 等に基づき実際の車輪状態量として車輪のヨーレート γ 、前後加速度 G_x 、横加速度 G_y が演算され、ブロックB4に於いて実際の車輪状態量に基づき実際の車輪内部状態量としての車輪の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z が演算される。

【0079】そしてブロックB5に於いて第一の目標車輪内部状態量及び実際の車輪内部状態量に基づき車輪全体の目標制御量 Δ が $F_{xt} - F_x$ 、 $F_{yt} - F_y$ 、 $M_{zt} - M_z$ として演算され、ブロックB6に於いて上述の配分制御[1]により目標操舵制御量としての各車輪の目標スリップ角 α_{ti} ($i = fl, fr, rl, rr$) 及び第一の目標制駆動力制御量としての各車輪の目標スリップ率 κ_{tli} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算され、ブロックB7に於いて目標スリップ角 α_{ti} に基づき各車輪の目標舵角 θ_{wi} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算され、各車輪の舵角 θ_{wi} が目標舵角 θ_{wi} になるよう操舵制御手段が制御される。

【0080】またブロックB8に於いて各車輪の舵角 θ_{wi} 、スロットル開度 T_a 、踏力 F_b 等に基づき実際の車輪に基づく実車輪モデルにより第二の目標車輪状態量として制駆動力制御手段を制御するための車輪の目標ヨーレート γ_{t*} 、目標前後加速度 G_{xt*} 、目標横加速度 G_{yt*} が演算され、ブロックB9に於いて第二の目標車輪状態量に基づき第二の目標車輪内部状態量として制駆動力制御手段を制御するための車輪の目標前後力 F_{xt*} 、目標横力 F_{yt*} 、目標ヨーモーメント M_{zt*} が演算される。

【0081】またブロックB10に於いて実際の車輪内部状態量 (F_x 、 F_y 、 M_z) 及び第二の目標車輪内部状態量 (F_{xt*} 、 F_{yt*} 、 M_{zt*}) に基づき制駆動力制御手段を制御するための第二の目標制御量 Δ_* が $F_{xt*} - F_x$ 、 $F_{yt*} - F_y$ 、 $M_{zt*} - M_z$ として演算され、ブロックB11に於いて第二の目標制駆動力制御量として各車輪の第二の目標スリップ率 κ_{t2i} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算される。

【0082】更にブロックB12に於いて第一の目標車輪内部状態量 (F_{xt} 、 F_{yt} 、 M_{zt}) 及び実際の車輪内部状態量 (F_x 、 F_y 、 M_z) に基づき各状態量の偏差の絶

対値の線形和として制御モード切り替えの判定指標値 ΔX が演算され、ブロックB13にて示される切り替え手段により判定指標値 ΔX が基準値 X_o 未満であるときには第二の目標スリップ率 κ_{t2i} がブロックB14へ供給され、判定指標値 ΔX が基準値 X_o 以上であるときには第一の目標スリップ率 κ_{t1i} がブロックB14へ供給される。そしてブロックB14に於いては第一の目標スリップ率 κ_{t1i} 又は第二の目標スリップ率 κ_{t2i} に基づき各車輪の目標制動圧 P_{ti} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算され、各車輪の制動圧 P_i が目標制動圧 P_{ti} になるよう制駆動力制御手段の制動装置42が制御され、またエンジンの駆動トルクが目標駆動トルク T_{et} になるようエンジン10の出力が制御される。

【0083】次に図4乃至図8に示されたフローチャートを参照して図示の実施形態に於ける車輪の走行制御ルーチンについて説明する。尚図4に示されたフローチャートのメインルーチンによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。

【0084】まずステップ50に於いては車速センサ72により検出された車速 V_x を示す信号等の読み込みが行われ、ステップ100に於いては車速 V_x 等に基づき理想車輪モデルにより第一の目標車輪状態量として車輪の目標ヨーレート γ_{t1} 、目標横加速度 G_{yt1} 、目標前後加速度 G_{xt1} が演算され、ステップ150に於いては第一の目標車輪内部状態量として車輪の目標前後加速度 G_{xt1} に対応する車輪の目標前後力 F_{xt1} 、目標横加速度 G_{yt1} に対応する車輪の目標横力 F_{yt1} 、目標ヨーレート γ_{t1} に対応する車輪の目標ヨーモーメント M_{zt1} が演算される。

【0085】ステップ200に於いては車速 V_x 等に基づき実際の車輪状態量として車輪のヨーレート γ 、横加速度 G_y 、前後加速度 G_x が演算されると共に、実際の車輪状態量に基づき実際の車輪内部状態量として車輪の前後加速度 G_x に対応する車輪の前後力 F_x 、横加速度 G_y に対応する車輪の横力 F_y 、ヨーレート γ に対応する車輪のヨーモーメント M_z が演算され、ステップ300に於いては後述の図5に示されたルーチンに従って上述の配分制御による各車輪の目標スリップ角 α_{ti} 及び第一の目標スリップ率 κ_{t1i} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算される。

【0086】ステップ500に於いては K_x 、 K_y 、 K_m をそれぞれ正の係数として下記の式48に従って切り替え判定の指標値 ΔX が演算されると共に、指標値 ΔX が基準値 X_o (正の定数) 以上であるか否かの判別、即ち車輪の走行運動制御の厳密度合を高くする必要があるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ900へ進み、否定判別が行われたときにはステップ550へ進む。

10

20

30

40

50

$$\Delta X = Kx | F_{xt1} - F_x | + Ky | F_{yt1} - F_y | + Km | M_{zt1} - M_z | \quad \dots\dots (48)$$

【0087】ステップ550に於いては車速 V_x 等に基づき実車輪モデルにより第二の目標車輪状態量として車輪の目標ヨーレート γ_{t2} 、目標横加速度 G_{yt2} 、目標前後加速度 G_{xt2} が演算され、ステップ600に於いては第二の目標車輪内部状態量として車輪の目標前後加速度 G_{xt2} に対応する車輪の目標前後力 F_{xt2} 、目標横加速度 G_{yt2} に対応する車輪の目標横力 F_{yt2} 、目標ヨーレート γ_{t2} に対応する車輪の目標ヨーモーメント M_{zt2} が演算される。

【0088】尚ステップ100に於ける理想車輪モデルによる第一の目標車輪状態量としての車輪の目標ヨーレート γ_{t1} 等の演算及びステップ550に於ける実車輪モデルによる第二の目標車輪状態量としての車輪の目標ヨーレート γ_{t2} 等の演算は、当技術分野に於いてよく知られているので、その詳細な説明を省略するが、これらの目標状態量は当技術分野に於いて公知の任意の態様にて演算されてよい。

【0089】ステップ650に於いては後述の図6に示されたルーチンに従って上述の配分制御による各車輪の第二の目標スリップ率 κ_{t2i} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算され、ステップ700に於いては後述の図7に示されたルーチンに従って各車輪の目標制動圧 P_{ti} ($i = fl, fr, rl, rr$) 及びエンジン10の目標駆動トルク T_e が演算され、しかる後ステップ900へ進む。

【0090】ステップ900に於いては各車輪の目標スリップ率として第一の目標スリップ率 κ_{t1i} が使用される点を除きステップ700の場合と同一の要領にて各車輪の目標制動圧 P_{ti} ($i = fl, fr, rl, rr$) 及びエンジン

10の目標駆動トルク T_{et} が演算され、ステップ1000に於いては後述の図8に示されたルーチンに従って各車輪の目標制動圧 P_{ti} ($i = fl, fr, rl, rr$) 及びエンジン10の目標駆動トルク T_{et} が演算される。

【0091】ステップ1050に於いては各車輪の舵角 θ_{wi} がそれぞれ目標舵角 θ_{wi} になるよう前輪用操舵装置52及び後輪用操舵装置64が舵角制御装置62により制御され、各車輪のホイールシリンダ圧力 P_i が目標制動圧 P_{ti} になるよう制動装置42が制御され、エンジン10の駆動トルク T_e が目標駆動トルク T_{et} になるようエンジン10がエンジン制御装置26により制御される。

【0092】図5に示された各車輪の目標スリップ角 α_{ti} 及び第一の目標スリップ率 κ_{t1i} 演算ルーチンのステップ310に於いては、各車輪の車輪速度 V_{wi} 等に基づき当技術分野に於いて公知の要領にて各車輪のスリップ角 α_i 及びスリップ率 κ_i ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算される。

【0093】例えば下記の式49に従って車輪のスリップ角 β が演算され、下記の式50～53に従って各車輪の接地点の進行方向角 α_{wi} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算され、下記の式54に従って各車輪のスリップ角 α_i が舵角 θ_{wi} と接地点の進行方向角 α_{wi} との和として演算される。尚左前輪について図9に示されている如く、接地点の進行方向角 α_{wi} は各車輪の接地点 P_{zi} ($i = fl, fr, rl, rr$) の進行方向が車輪の前後方向に対しなす角度である。

【0094】

$$\beta = \int (G_y / V_x - \gamma) dt \quad \dots\dots (49)$$

$$\alpha_{wfl} = (\beta \cdot V_x + L_f \cdot \gamma) / (V_x - Tr_f \cdot \gamma / 2) \quad \dots\dots (50)$$

$$\alpha_{wfr} = (\beta \cdot V_x + L_f \cdot \gamma) / (V_x + Tr_f \cdot \gamma / 2) \quad \dots\dots (51)$$

$$\alpha_{wrl} = (\beta \cdot V_x - L_r \cdot \gamma) / (V_x - Tr_r \cdot \gamma / 2) \quad \dots\dots (52)$$

$$\alpha_{wrr} = (\beta \cdot V_x - L_r \cdot \gamma) / (V_x + Tr_r \cdot \gamma / 2) \quad \dots\dots (53)$$

$$\alpha_i = \theta_{wi} + \alpha_{wi} \quad \dots\dots (54)$$

【0095】また下記の式55～58に従って各車輪の接地点の前後速度 V_{wxi} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算され、下記の式59に従って各車輪の転動方向の移動速

度 V_{twi} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算され、各車輪のスリップ率 κ_i が下記の式60に従って演算される。

【0096】

$$V_{wxf1} = V_x + Tr_f \cdot \gamma / 2 \quad \dots\dots (55)$$

$$V_{wxf2} = V_x - Tr_f \cdot \gamma / 2 \quad \dots\dots (56)$$

$$V_{wxrl} = V_x + Tr_r \cdot \gamma / 2 \quad \dots\dots (57)$$

$$V_{wxrr} = V_x - Tr_r \cdot \gamma / 2 \quad \dots\dots (58)$$

$$V_{twi} = V_{wxi} (\cos \theta_{wi} - \tan \alpha_i \cdot \sin \theta_{wi}) \quad \dots\dots (59)$$

$$\kappa_i = 1 - V_{rwi} / V_{twi} \quad \dots\dots (60)$$

【0097】ステップ320に於いては上記式31～33に従って各車輪の接地荷重 F_{zi} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算され、ステップ330に於いては上記式27及び28又は上記式29及び30に従って各車輪の前後力 F_{xi} 及び横力 F_{yi} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算され

る。

【0098】ステップ340に於いては上記式34～37に従って車輪の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z が演算され、ステップ350に於いては上記式5に従って車輪の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z

の目標修正量 Δ （車輪全体の目標制御量）が演算される。

【0099】ステップ360に於いては車輪の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z が各車輪のスリップ率 κ_i 及びスリップ角 α_i にて偏微分されることにより、上記式7により表わされるヤコビアン J が演算され、ステップ370に於いては上記式10に従って目標修正量 δu 、即ち各車輪のスリップ角の目標修正量 $\delta \alpha_{ti}$ 及びスリップ率の目標修正量 $\delta \kappa_{ti}$ （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算される。尚この場合上記式10に於ける各重み $W_{\delta u}$ 、 W_E 、 W_u は例えば予め実験的に求められた定数に設定される。

【0100】ステップ380に於いては各車輪の目標スリップ角 α_{ti} が現在のスリップ角 α_i とスリップ角の目標修正量 $\Delta \alpha_{ti}$ との和として下記の式61に従って演算されると共に、各車輪の第一の目標スリップ率 κ_{tli} が現在のスリップ率 κ_i とスリップ率の目標修正量 $\delta \kappa_{ti}$ との和として下記の式62に従って演算され、しかる後ステップ400へ進む。

$$\alpha_{ti} = \alpha_i + \delta \alpha_{ti} \quad \cdots (61)$$

$$\kappa_{tli} = \kappa_i + \delta \kappa_{ti} \quad \cdots (62)$$

$$V_{wxtfl} = V_x + Trf \cdot \gamma / 2 \quad \cdots (64)$$

$$V_{wxtfr} = V_x - Trf \cdot \gamma / 2 \quad \cdots (65)$$

$$V_{wxtrl} = V_x + Trr \cdot \gamma / 2 \quad \cdots (66)$$

$$V_{wxtrr} = V_x - Trr \cdot \gamma / 2 \quad \cdots (67)$$

$$V_{twi} = V_{wxti} (\cos \theta_{wi} - \tan \alpha_{ti} \cdot \sin \theta_{wi}) \quad \cdots (68)$$

【0103】ステップ720に於いては第二の目標スリップ率 κ_{t2i} 及び転動方向の目標移動速度 V_{twi} に基づき下記の式59に従って各車輪の目標車輪速度 V_{rwi} （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算される。

$$V_{rwi} = (1 - \kappa_{t2i}) V_{twi} \quad \cdots (69)$$

【0104】ステップ730に於いては下記の式70に従って車輪の目標前後力 F_{xt} 及び目標横力 F_{yt} の合力として車輪の目標発生力 F_{xyt} が演算されると共に、下記の式71が成立するので、車輪にヨーモーメントを与えることなく車輪の目標発生力 F_{xyt} を達成する各車輪の目標発生力 F_{xyti} （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が下記の式72～75に従って演算され、更に目標発生力 F_{xyti} の車輪の前後方向の成分として各車輪の目標車輪前後力 F_{wxti} （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が下記の式76に従って演算される。下記の式72～75に於ける g は重力加速度である。

$$F_{xyt} = (F_{xt}^2 + F_{yt}^2)^{1/2} \quad \cdots (70)$$

$$F_{zfl} + F_{zfr} + F_{zrl} + F_{zrr} = Mv \cdot g \quad \cdots (71)$$

$$F_{xytfl} = F_{xyt} \cdot F_{zfl} / (Mv \cdot g) \quad \cdots (72)$$

$$F_{xytfr} = F_{xyt} \cdot F_{zfr} / (Mv \cdot g) \quad \cdots (73)$$

$$F_{xytrl} = F_{xyt} \cdot F_{zrl} / (Mv \cdot g) \quad \cdots (74)$$

$$F_{xytrr} = F_{xyt} \cdot F_{zrr} / (Mv \cdot g) \quad \cdots (75)$$

$$F_{wxti} = F_{xyti} \cdot \cos (\pi / 2 - \theta_{wi})$$

【0101】また図6に示された各車輪の第二の目標スリップ率 κ_{t2i} 演算ルーチンのステップ660に於いては、上記式15に従って制駆動力制御手段に関する車輪の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z の目標修正量 Δ が演算され、ステップ670に於いては車輪の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z が各車輪のスリップ率 κ_i にて偏微分されることにより上記式17により表わされるヤコビアン J が演算され、ステップ680に於いては上記式20に従ってスリップ率の目標修正量 $\delta \kappa_{ti}$ （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算され、ステップ690に於いては下記の式63に従って各車輪の第二の目標スリップ率 κ_{t2i} が演算され、しかる後ステップ700へ進む。

$$\kappa_{t2i} = \kappa_i + \delta \kappa_{ti} \quad \cdots (63)$$

【0102】図7に示された各車輪の目標制動圧 P_{ti} 及びエンジンの目標駆動トルク T_{et} 演算ルーチンのステップ710に於いては、下記の式64～67に従って各車輪の接地点の目標前後速度 V_{wxti} （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算されると共に、下記の式68に従って各車輪の転動方向の目標移動速度 V_{twi} （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算される。

$$= F_{xyti} \cdot \sin \theta_{wi} \quad \cdots (76)$$

【0106】ステップ740に於いては例えば目標車輪速度 V_{rwi} の時間微分値として各車輪の目標車輪加速度 V_{rwdi} （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算されると共に、車輪の有効半径を R_w とし、車輪の回転慣性モーメントを I_w として下記の式77に従って各車輪の目標回転トルク T_{wi} （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算される。

$$T_{wi} = F_{wxti} \cdot R_w + I_w \cdot V_{rwdi} \quad \cdots (77)$$

【0107】ステップ750に於いては全ての車輪の目標回転トルク T_{wi} が負の値であるか否かの判別、即ち全ての車輪について制動が必要な状況であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ780へ進む、否定判別が行われたときにはステップ760へ進む。

【0108】ステップ760に於いてはシフトポジション Ps に基づき駆動系のギヤ比 R_d が求められると共に、駆動系による各車輪に対するエンジン10の駆動トルクの配分率を X_i （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）（ $0 < X_i < 0.5$ 、 $\sum X_i = 1$ ）とし、四輪の目標回転トルク T_{wi} のうちの最大値を T_{wmax} とし、目標回転トルクが最大値 T_{wmax} である車輪（最大駆動トルク車輪）の駆動トルク配分率を X_{max} として、エンジン10の目標駆動トルク T_{et} が下記の式78に従って演算される。

$$T_{et} = T_{wmax} \cdot R_d / X_{max} \quad \cdots (78)$$

【0109】ステップ770に於いては最大駆動トルク車輪の目標制動圧 P_{ti} が0に設定されると共に、制動圧と制動トルクとの変換係数を K_p として最大駆動トルク

$$P_{ti} = (T_{wmax} \cdot X_i / X_{max} - T_{wi}) / K_p \quad \cdots (79)$$

【0110】ステップ780に於いてはエンジン10の目標駆動トルク T_{et} が0に設定され、ステップ790に於いては各車輪の目標制動圧 P_{ti} が下記の式80に従って演算され、しかる後ステップ900へ進む。

$$P_{ti} = -T_{wi} / K_p \quad \cdots (80)$$

【0111】図8に示された各車輪の目標舵角 θ_{wi} 演算ルーチンのステップ1010に於いては、下記の式81に従って車輪の目標スリップ角 β_t が演算される。

$$\alpha_{wfl} = (\beta_t \cdot V_x + L_f \cdot \gamma_t) / (V_x - T_{rf} \cdot \gamma_t / 2) \quad \cdots (82)$$

$$\alpha_{wfr} = (\beta_t \cdot V_x + L_f \cdot \gamma_t) / (V_x + T_{rf} \cdot \gamma_t / 2) \quad \cdots (83)$$

$$\alpha_{wrl} = (\beta_t \cdot V_x - L_r \cdot \gamma_t) / (V_x - T_{rr} \cdot \gamma_t / 2) \quad \cdots (84)$$

$$\alpha_{wrr} = (\beta_t \cdot V_x - L_r \cdot \gamma_t) / (V_x + T_{rr} \cdot \gamma_t / 2) \quad \cdots (85)$$

【0113】ステップ930に於いては下記の式86に従って各車輪の目標舵角 θ_{wi} ($i = fl, fr, rl, rr$) が目標スリップ角 α_{ti} と各車輪の接地点目標進行方向角 α_{wi} との差として演算され、しかる後ステップ950へ進む。

$$\theta_{wi} = \alpha_{ti} - \alpha_{wi} \quad \cdots (86)$$

【0114】かくして図示の第一の実施形態によれば、ステップ100に於いて車速 V_x 等に基づき理想車輪モデルによる第一の目標車輪状態量として車輪の目標ヨーレート γ_t 、車輪の目標横加速度 G_{yt} 、車輪の目標前後加速度 G_{xt} が演算され、ステップ150に於いて第一の目標車輪内部状態量として車輪の目標前後加速度 G_{xt} に対応する車輪の目標前後力 F_{xt} 、目標横加速度 G_{yt} に対応する車輪の目標横力 F_{yt} 、目標ヨーレート γ_t に対応する車輪の目標ヨーモーメント M_{zt} が演算され、ステップ200に於いて実際の車輪内部状態量として車輪の前後加速度 G_x に対応する車輪の前後力 F_x 、横加速度 G_y に対応する車輪の横力 F_y 、ヨーレート γ_t に対応する車輪のヨーモーメント M_z が演算される。

【0115】またステップ200に於いて第一の目標車輪内部状態量と実際の車輪内部状態量との偏差として車輪全体の目標制御量 Δ が演算されると共に、車輪全体の目標制御量 Δ に基づき上記配分制御[1]によって各車輪のスリップ率の目標修正量 δ_{kti} 及び目標スリップ角の目標修正量 δ_{ati} が演算されることにより、各車輪の目標スリップ率 κ_{ti} 及び目標スリップ角 α_{ti} が演算される。

【0116】そしてステップ500に於いて指標値 ΔX に基づき車輪の走行運動制御の厳密度合を高くする必要があるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ550～700及びステップ1000、1050が実行されることにより、各車輪のスリップ角が目標スリップ角 α_{ti} に基づいて制御されるよう各車輪の舵角が制御されると共に、各車輪のスリップ率が実車輪

車輪以外の各車輪の目標制動圧 P_{ti} が下記の式79に従って演算され、しかる後ステップ900へ進む。

$$\beta_t = \int (G_{yt} / V_x - \gamma_t) dt \quad \cdots (81)$$

【0112】ステップ920に於いては下記の式82～85に従って各車輪の接地点の目標進行方向角 α_{wi} ($i = fl, fr, rl, rr$) が演算される。尚左前輪について図12に示されている如く、接地点の目標進行方向角 α_{wi} は各車輪の接地点 P_{zi} ($i = fl, fr, rl, rr$) の目標進行方向が車輪の前後方向に対しなす角度である。

モデルによる第二の目標車輪状態量 (目標ヨーレート γ_{t2} 、目標横加速度 G_{yt2} 、目標前後加速度 G_{xt2}) に基づき演算される第二の目標スリップ率 κ_{t2i} に基づいて制御されるよう各車輪の制動圧 P_i 及びエンジン10の出力が制御される。

【0117】これに対しステップ500に於いて肯定判別が行われたときには、即ち車輪の走行状態が厳密に制御される必要があるときには、ステップ900～1050が実行されることにより、各車輪のスリップ角が目標スリップ角 α_{ti} に基づいて制御されるよう各車輪の舵角が制御されると共に、各車輪のスリップ率が理想車輪モデルによる第一の目標車輪状態量 (目標ヨーレート γ_{t1} 、目標横加速度 G_{yt1} 、目標前後加速度 G_{xt1}) に基づき演算される第一の目標スリップ率 κ_{t1i} に基づいて制御されるよう各車輪の制動圧 P_i 及びエンジン10の出力が制御される。

【0118】従って図示の第一の実施形態によれば、車輪の走行運動が操舵制御手段により優先的に制御され、操舵制御手段により制御しきれない車輪の走行運動が制駆動力制御手段により制御され、また制御モードが車輪の走行状況に応じて第一の制御モードと第二の制御モードとの間に切り替えられることにより制駆動力制御手段の制御目標が自動的に切り替えられるので、車輪の走行状態が比較的安定であるときには制駆動力制御手段による車輪の走行運動制御の頻度を低減して車速が不必要に変動することを防止しつつ操舵制御手段による車輪の走行運動制御によって車輪を安定的に走行させることができ、車輪の走行状態が不安定になる虞れがあるときには制駆動力制御手段による車輪の走行運動制御の厳密度合を高くして車輪の走行状態が不安定になることを確実に防止することができる。

【0119】また図示の第一の実施形態によれば、車輪の走行状態が厳密に制御される必要があるか否かに拘わらず、即ちステップ500の判別結果に拘わらず、操舵

制御手段は理想車輪モデルによる第一の目標車輪内部状態量と実際の車輪内部状態量との偏差を低減するための各車輪の目標スリップ角 α_{ti} に基づいて制御されるので、例えばステップ500に於いて否定判別が行われたときには各車輪の目標スリップ角 α_{ti} も実車輪モデルによる第二の目標車輪状態量及び実車輪状態量に基づいて演算される構成の場合に比して、車輪の走行運動を確実に安定な状態に維持することができる。

【0120】第二の実施形態

この実施形態に於いては、図10のブロック線図に示されている如く、ブロックB15に於いて第一の目標車輪内部状態量（車輪の目標前後力 F_{xt} 、目標横力 F_{yt} 、目標ヨーモーメント M_{zt} ）の一部として操舵制御手段に対する目標内部状態量としての目標前後力 $F_{xt\alpha}$ 、目標横力 $F_{yt\alpha}$ 、目標ヨーモーメント $M_{zt\alpha}$ が演算され、操舵制御手段に対する目標内部状態量及び実際の車輪内部状態量に基づき操舵制御手段の目標制御量 $\Delta\alpha$ が $F_{xt\alpha} - F_{x\alpha}$ 、 $F_{yt\alpha} - F_{y\alpha}$ 、 $M_{zt\alpha} - M_{z\alpha}$ として演算され、ブロックB16に於いて上述の配分制御[3]により目標操舵制御量としての各車輪の目標スリップ角 α_{ti} （ $i = f$ 1、fr、rl、rr）が演算される。

【0121】またブロックB17に於いて第一の目標車輪内部状態量（ F_{xt} 、 F_{yt} 、 M_{zt} ）と操舵制御手段の目標内部状態量（ $F_{xt\alpha}$ 、 $F_{yt\alpha}$ 、 $M_{zt\alpha}$ ）との偏差として制駆動力制御手段に対する目標内部状態量としての目

$$G_{\alpha} = \text{diag} \left(0, 1 / \{T_{\alpha\alpha} (1 + T_{\alpha} s)\}, 1 / \{T_{\alpha\alpha} (1 + T_{\alpha} s)\} \right)$$

【0124】また K_{α} を正の一定の係数として操舵制御手段に対する目標内部状態量としての車輪の目標前後力 $F_{xt\alpha}$ 、目標横力 $F_{yt\alpha}$ 、目標ヨーモーメント $M_{zt\alpha}$ が下記の式88に従って演算され、ステップ400に於い

$$\begin{bmatrix} F_{xt\alpha} & F_{yt\alpha} & M_{zt\alpha} \end{bmatrix}^T = K_{\alpha} G_{\alpha} \begin{bmatrix} F_{xt} & F_{yt} & M_{zt} \end{bmatrix}^T$$

【0125】ステップ500に於いては上述の第一の実施形態の場合と同様の判別が行われ、このステップに於いて否定判別が行われたときには第一の実施形態の場合と同様にステップ550～700が実行され、肯定判別が行われたときにはステップ800へ進む。

$$\begin{bmatrix} F_{xt\kappa} & F_{yt\kappa} & M_{zt\kappa} \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} F_{xt} & F_{yt} & M_{zt} \end{bmatrix}^T$$

$$- \begin{bmatrix} F_{xt\alpha} & F_{yt\alpha} & M_{zt\alpha} \end{bmatrix}^T \quad \dots\dots (89)$$

【0127】ステップ850に於いては図13に示されたルーチンに従って上述の配分制御[2]により各車輪の第一の目標スリップ率 κ_{tli} （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算され、しかる後ステップ900～1050が上述の第一の実施形態の場合と同様に実行される。

【0128】図12に示された各車輪の目標スリップ角 α_{ti} 演算ルーチンのステップ410～440はそれぞれ上述の第一の実施形態のステップ310～340と同様に実行され、ステップ450に於いては上記式25に従

標前後力 $F_{xt\kappa}$ 、目標横力 $F_{yt\kappa}$ 、目標ヨーモーメント $M_{zt\kappa}$ が演算され、制駆動力制御手段に対する目標内部状態量及び実際の車輪内部状態量に基づき制駆動力制御手段の第一の目標制御量 $\Delta\kappa$ が $F_{xt\kappa} - F_{x\kappa}$ 、 $F_{yt\kappa} - F_{y\kappa}$ 、 $M_{zt\kappa} - M_{z\kappa}$ として演算され、ブロックB18に於いては上述の配分制御[2]により第一の目標制駆動力制御量としての各車輪の第一の目標スリップ率 κ_{tli} （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算される。

【0122】尚図10に示された他のブロックに於ける演算は上述の第一の実施形態の場合と同様に実行され、また各ブロックに於ける演算は図6乃至図8図及び後述の11乃至図13に示されたルーチンに従って走行制御用電子制御装置（50）により達成される。

【0123】図11に示されている如く、この実施形態のステップ50～200は上述の第一の実施形態の場合と同様に実行され、ステップ200の次に実行されるステップ250に於いては舵角制御装置62よりアクチュエータ60L、60R、70L、70Rへ出力される制御信号（操舵制御入力）と横加速度センサ76により検出される車輪の横加速度 G_y 及びヨーレートセンサ78により検出される車輪のヨーレート γ とに基づき、 $T_{\alpha\alpha}$ を係数とし、 T_{α} を時定数とし、 s をラプラス演算子として下記の式87にて表わされる車輪の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z に対する操舵制御手段の制御周波数特性 G_{α} が演算される。

$$\dots\dots (87)$$

ては図12に示されたルーチンに従って配分制御による各車輪の目標スリップ角 α_{ti} （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算される。

$$\dots\dots (88)$$

【0126】ステップ800に於いては下記の式89に従って制駆動力制御手段に対する車輪の目標前後力 $F_{xt\kappa}$ 、目標横力 $F_{yt\kappa}$ 、目標ヨーモーメント $M_{zt\kappa}$ が演算される。

って操舵制御手段の目標制御量としての目標修正量 $\Delta\alpha$ が演算され、ステップ460に於いては車輪の実際の前後力 F_x 、横力 F_y 、ヨーモーメント M_z が各車輪のスリップ角 α_i にて偏微分されることにより、上記式27により表わされるヤコビアン J が演算され、ステップ470に於いては上記式30に従って目標修正量 $\delta\alpha$ 、即ち各車輪のスリップ角の目標修正量 $\delta\alpha_{ti}$ （ $i = fl, fr, rl, rr$ ）が演算される。尚この場合上記式30に於ける各重み $W_{w\alpha}$ 、 $W_{E\alpha}$ 、 W_{α} は予め実験的に求めら

れた定数に設定される。

【0129】ステップ480に於いては各車輪の目標スリップ角 α_{ti} が現在のスリップ角 α_i とスリップ角の目標修正量 $\delta \alpha_{ti}$ との和として下記の式90に従って演算され、しかる後ステップ500へ進む。

$$\alpha_{ti} = \alpha_i + \delta \alpha_{ti} \quad \cdots \cdots (90)$$

【0130】図13に示された各車輪の第一の目標スリップ率 κ_{tli} 演算ルーチンのステップ860~880はそれぞれ上述の第一の実施形態のステップ660~680の場合と同様に実行され、ステップ890に於いては各車輪の第一の目標スリップ率 κ_{tli} が現在のスリップ率 κ_i とスリップ率の目標修正量 $\delta \kappa_{ti}$ との和として下記の式91に従って演算され、しかる後ステップ900へ進む。

$$\kappa_{tli} = \kappa_i + \delta \kappa_{ti} \quad \cdots \cdots (91)$$

【0131】かくして図示の第二の実施形態によれば、ステップ250に於いて操舵制御手段の周波数特性 G_a が演算されると共に、周波数特性 G_a に応じて車両の目標前後力 F_{xt} 、目標横力 F_{yt} 、目標ヨーモーメント M_{zt} が操舵制御手段に配分されることにより、操舵制御手段に対する目標内部状態量としての車両の目標前後力 F_{xt} 、目標横力 F_{yt} 、目標ヨーモーメント M_{zt} が演算され、ステップ400に於いて操舵制御手段に対する車両の目標前後力 F_{xt} 、目標横力 F_{yt} 、目標ヨーモーメント M_{zt} に基づき各車輪の目標スリップ角 α_{ti} が演算される。

【0132】そしてステップ500に於いて肯定判別が行われたときにはステップ800及び850が実行された後ステップ900へ進み、特にステップ800に於いて車両の目標前後力 F_{xt} 、目標横力 F_{yt} 、目標ヨーモーメント M_{zt} よりそれぞれ操舵制御手段に対する車両の目標前後力 F_{xt} 、目標横力 F_{yt} 、目標ヨーモーメント M_{zt} を減算することにより制駆動力制御手段に対する目標内部状態量としての車両の目標前後力 F_{xt} 、目標横力 F_{yt} 、目標ヨーモーメント M_{zt} が演算され、ステップ850に於いて目標前後力 F_{xt} 、目標横力 F_{yt} 、目標ヨーモーメント M_{zt} に基づき各車輪の第一の目標スリップ率 κ_{tli} が演算される。

【0133】従ってこの第二の実施形態によれば、上述の第一の実施形態の場合と同様、車両の走行運動が操舵制御手段により優先的に制御され、操舵制御手段により制御しきれない車両の走行運動が制駆動力制御手段により制御され、また制御モードが車両の走行状況に応じて第一の制御モードと第二の制御モードとの間に切り替えられることにより制駆動力制御手段の制御目標が自動的に切り替えられるので、車両の走行状態が安定であるときには制駆動力制御手段による車両の走行運動制御の頻度を低減して車速が不必要に変動することを防止しつつ操舵制御手段による車両の走行運動制御によって車両を安定的に走行させることができ、車両の走行状態が不安

定になる虞れがあるときには制駆動力制御手段による車両の走行運動制御の厳密度合を高くして車両の走行状態が不安定になることを確実に防止することができる。

【0134】また図示の第二の実施形態によれば、上述の第一の実施形態の場合と同様、車両の走行状態が厳密に制御される必要があるか否かに拘わらず、即ちステップ500の判別結果に拘わらず、操舵制御手段は理想車両モデルによる第一の目標車両内部状態量と実際の車両内部状態量との偏差を低減するための各車輪の目標スリップ角 α_{ti} に基づいて制御されるので、例えばステップ500に於いて否定判別が行われたときには各車輪の目標スリップ角 α_{ti} も実車両モデルによる第二の目標車両状態量及び実車両状態量に基づいて演算される構成の場合に比して、車両の走行運動を確実に安定な状態に維持することができる。

【0135】特に図示の第二の実施形態によれば、操舵制御手段の目標挙動制御量 F_{xt} 、 F_{yt} 、 M_{zt} 及び制駆動力制御手段の目標挙動制御量 F_{xt} 、 F_{yt} 、 M_{zt} が演算され、目標挙動制御量 F_{xt} 、 F_{yt} 、 M_{zt} が各車輪に配分されることにより各車輪について操舵制御手段の目標制御量、即ち目標スリップ角 α_{ti} が演算され、また目標挙動制御量 F_{xt} 、 F_{yt} 、 M_{zt} が各車輪に配分されることにより各車輪について制駆動力制御手段の目標制御量、即ち第一の目標スリップ率 κ_{tli} が演算されるので、配分制御に必要な演算量を低減することができる。

【0136】即ち上述の第一の実施形態によれば、車両全体の目標制御量の配分に際し8行8列の行列式を解かなければならないのに対し、この第二の実施形態によれば、4行4列の行列式を二回演算すればよいので、演算回数を低減して演算を容易に行うことができる。

【0137】尚上述の各実施形態によれば、四輪全てが操舵されるので、例えば前輪のみが操舵される場合に比して車両の走行安定性を確実に向上させることができ、また各車輪の制動力に加えてエンジンの出力が制御されることにより各車輪のスリップ率が制御されるので、エンジンの出力が制御されない場合に比して車両の走行安定性を確実に向上させることができる。

【0138】以上に於ては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

【0139】例えば上述の各実施形態に於いては、判定指標値 ΔX は第一の目標車両内部状態量(F_{xt} 、 F_{yt} 、 M_{zt})及び実際の車両内部状態量(F_x 、 F_y 、 M_z)に基づき各内部状態量の偏差の絶対値の線形和として演算されるようになっているが、第一の目標車両状態量(γ_t 、 G_{yt} 、 G_{xt})及び実際の車両状態量(γ 、 G_y 、 G_x)に基づき各状態量の偏差の絶対値の線形和として演

算されてもよく、また三つの内部状態量又は状態量の一部の偏差の絶対値又はそれらの線形和として演算されてもよい。

【0140】また上述の各実施形態に於いては、判定指標値 ΔX に基づくステップ500の判別により制御モードが第一の制御モードと第二の制御モードとの間に切り替えられるようになっているが、制御モードは判定指標値 ΔX 以外の車両の走行状況を示す指標値、例えば車両のスピン状態の程度を示すスピン状態量や車両のドリフトアウト状態の程度を示すドリフト状態量の如く、車両の限界走行状態又はその虞れを示す指標値に基づき切り替えてもよく、更には運転者により操作される切り替えスイッチによっても切り替えられるよう修正されてよい。尚車両が限界走行状態にあるか否かの判別は、例えば本願出願人と同一の出願人の出願にかかる特開平5-99057号公報又は特開2000-108915号公報に記載された要領にて行われてよい。

【0141】また上述の各実施形態に於いては、各車輪の制動力及びエンジンの出力が制御されることにより各車輪のスリップ率が目標スリップ率に制御されるようになっているが、各車輪の制動力のみが制御されエンジンの出力の制御が行われないう修正されてもよい。

【0142】また上述の各実施形態に於いては、車両は四輪駆動車であり、四輪全ての車輪の制動力及び舵角が制御されるようになっているが、本発明は前輪駆動車又は後輪駆動車に適用されてもよく、また前輪のみが操舵される車両に適用されてもよい。

【0143】また上述の各実施形態に於いては、車両12は駆動源としてのエンジン10と駆動源の駆動トルクを各車輪へ一定の配分比率にて伝達する駆動系とを有し、制駆動力制御手段はエンジン10の駆動トルクを制御することにより全ての車輪の駆動力を総括的に制御する駆動力制御手段（エンジン制御装置26）と、各車輪の制動力を個別に制御可能である制動力制御手段（制動装置42及び電子制御装置50）とよりなっているが、車両が例えば所謂ホイールインモータ式の車両として構成されることにより、駆動力制御手段が各車輪の駆動力を個別に制御可能であり、制動力制御手段が各車輪の制動力を個別に制御可能であるよう構成されてもよい。

【0144】また上述の各実施形態に於いては、各車輪は油圧式のパワーステアリング装置56、66のタイロッド58L、58R、68L、68Rの有効長さがアクチュエータ60L、60R、70L、70Rによって可変制御されることにより操舵されるようになっているが、各車輪は各々個別に設けられた操舵装置により操舵されるよう構成されてもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による車両の走行制御装置の第一の実施形態を示す概略構成図である。

【図2】第一の実施形態の制御系を示すブロック線図で

ある。

【図3】第一の実施形態に於ける走行制御の概要を示すブロック線図である。

【図4】第一の実施形態に於ける走行制御のメインルーチンを示すフローチャートである。

【図5】図4に示されたフローチャートのステップ300に於ける各車輪の目標スリップ角 α_{ti} 及び第一の目標スリップ率 κ_{t1i} 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図6】図4に示されたフローチャートのステップ650に於ける各車輪の第二の目標スリップ率 κ_{t2i} 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図7】図4に示されたフローチャートのステップ700に於ける各車輪の目標制動圧 P_{ti} 及びエンジンの目標駆動トルク T_{et} 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図8】図4に示されたフローチャートのステップ1000に於ける各車輪の目標舵角 θ_{wi} 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図9】左前輪について車輪の接地点の目標進行方向角 α_{wfl} を示す説明図である。

【図10】第二の実施形態に於ける走行制御の概要を示すブロック線図である。

【図11】第二の実施形態に於ける走行制御のメインルーチンを示すフローチャートである。

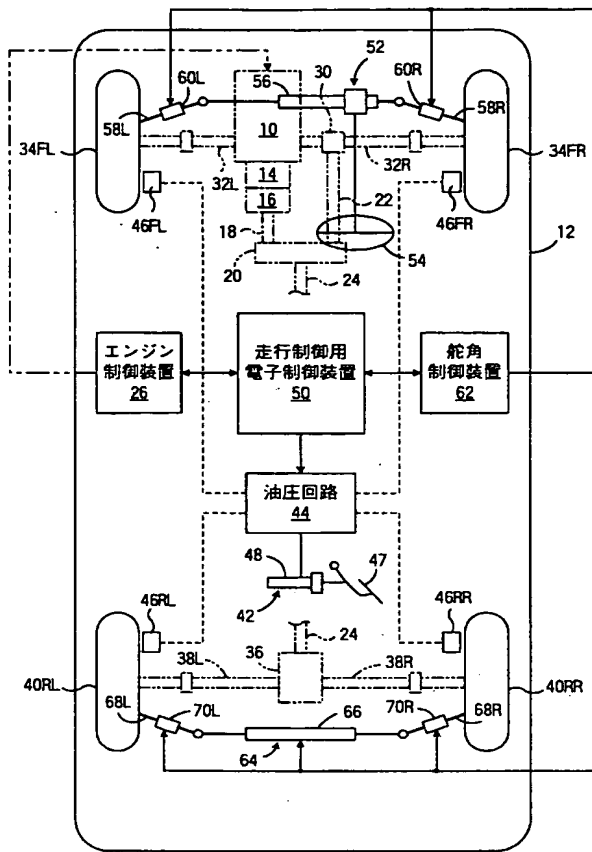
【図12】図11に示されたフローチャートのステップ400に於ける各車輪の目標スリップ角 α_{ti} 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図13】図11に示されたフローチャートのステップ850に於ける各車輪の第一の目標スリップ率 κ_{t1i} 演算ルーチンを示すフローチャートである。

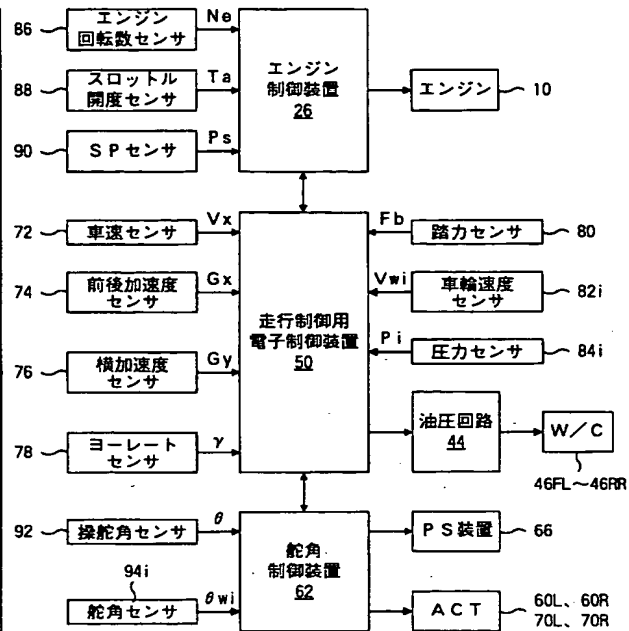
【符号の説明】

- 10…エンジン
- 12…車両
- 16…トランスミッション
- 18…センターディファレンシャル
- 26…エンジン制御装置
- 42…制動装置
- 44…油圧回路
- 50…走行制御用電子制御装置
- 52…前輪用操舵装置
- 62…舵角制御装置
- 64…後輪用操舵装置
- 72…車速センサ
- 74…前後加速度センサ
- 76…横加速度センサ
- 78…ヨーレートセンサ
- 80…踏力センサ
- 82i…車輪速度センサ
- 84i…圧力センサ

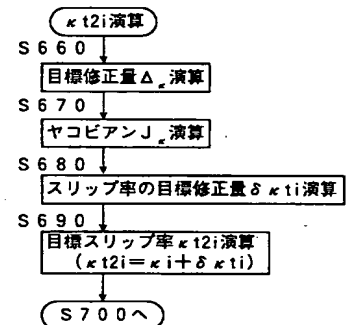
【図1】



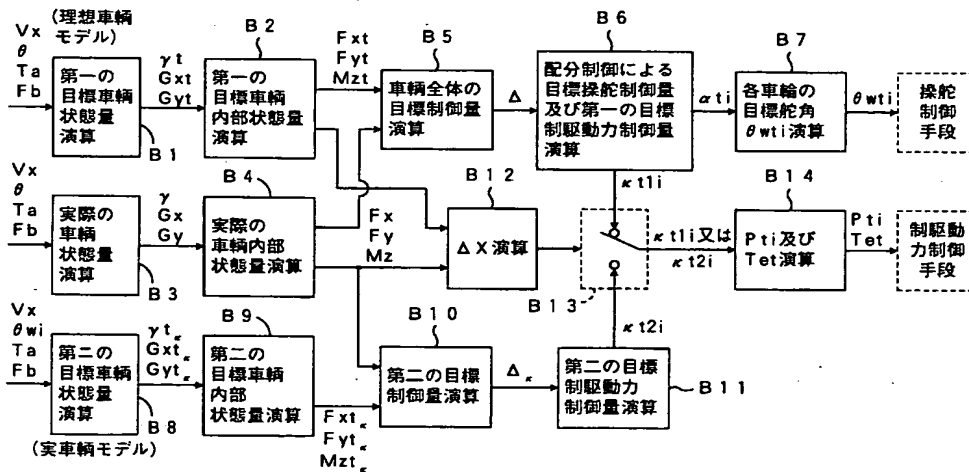
【図2】



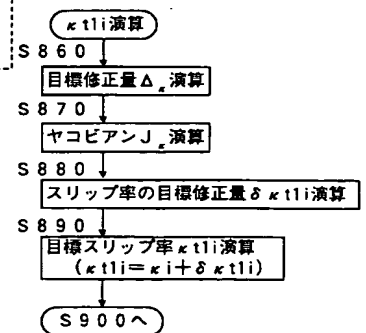
【図6】



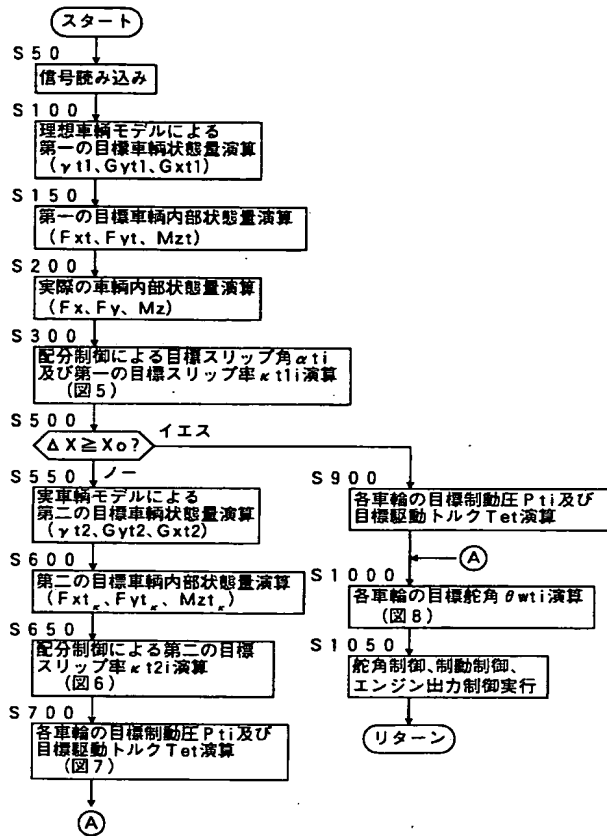
【図3】



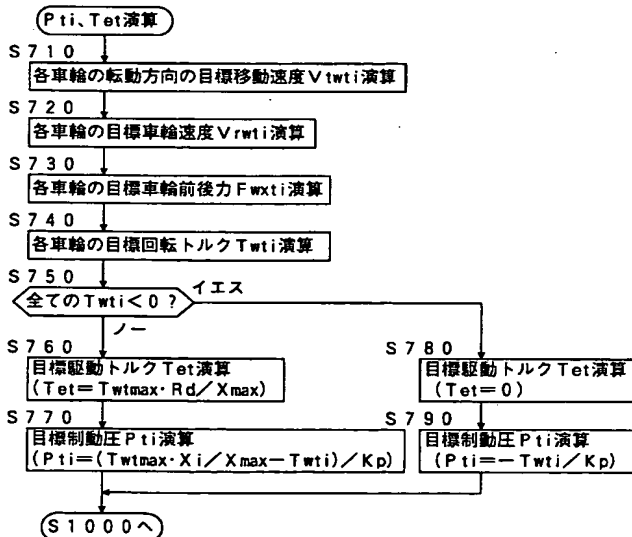
【図13】



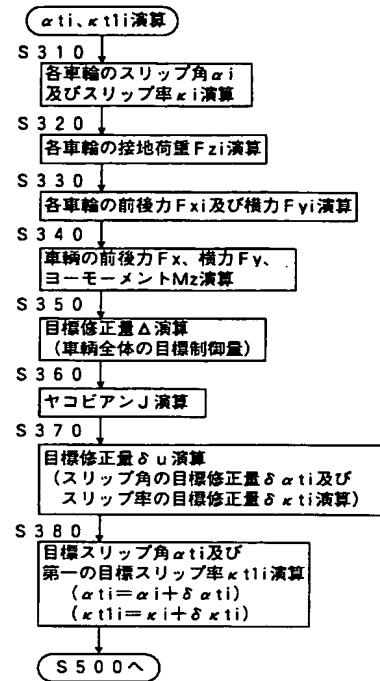
【図4】



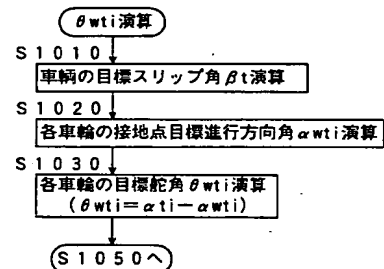
【図7】



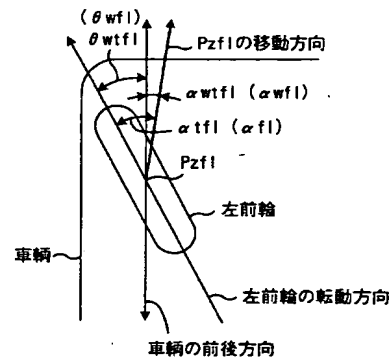
【図5】



【図8】

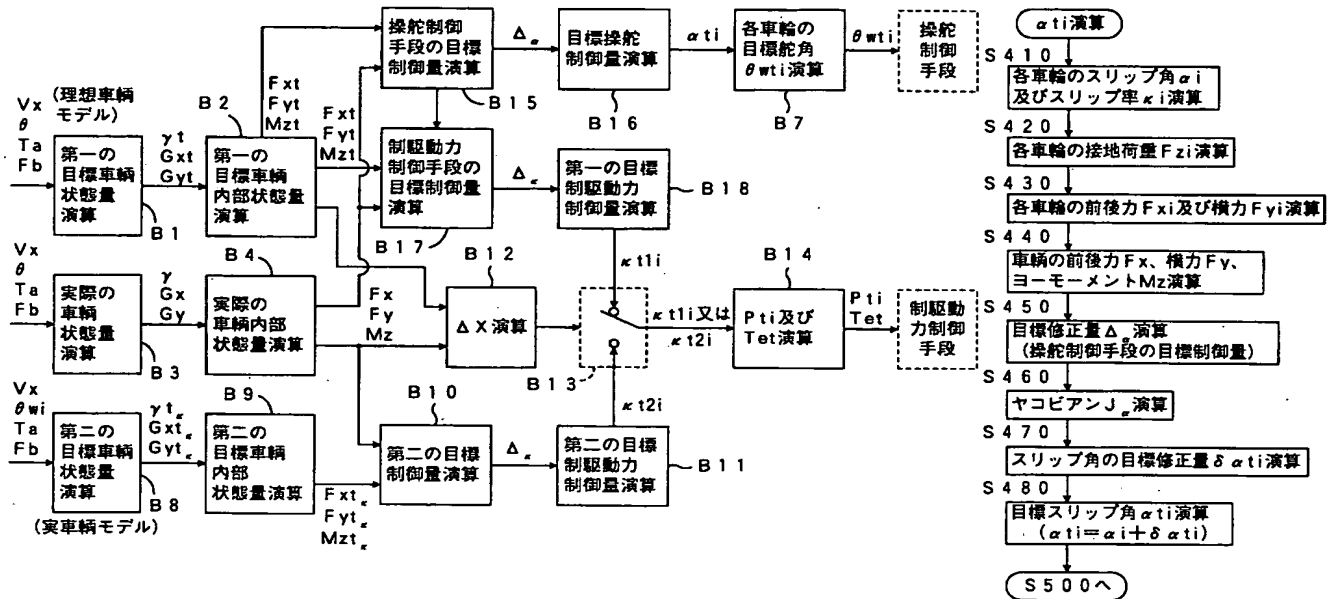


【図9】

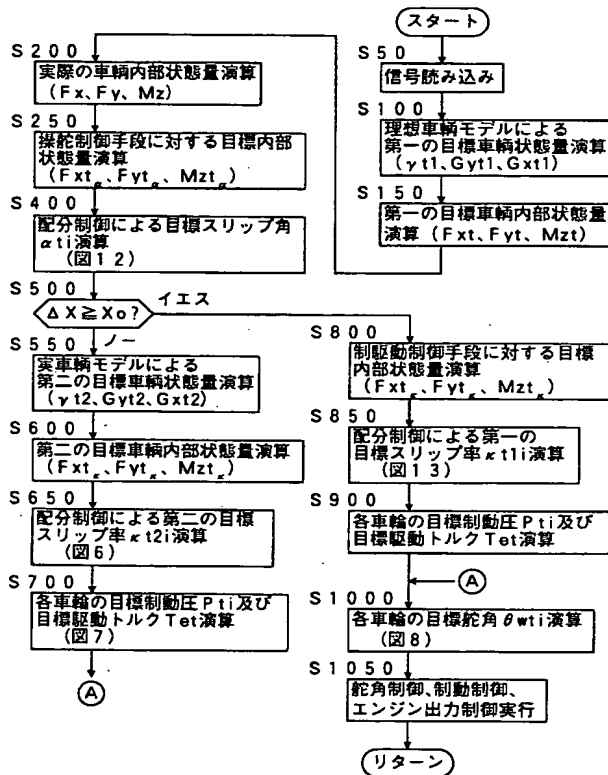


【図10】

【図12】



【図11】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード*(参考)
B 6 2 D 6/00		B 6 2 D 6/00	
7/14		7/14	A
F 0 2 D 29/02	3 1 1	F 0 2 D 29/02	3 1 1 A
// B 6 2 D 101:00		B 6 2 D 101:00	
113:00		113:00	
137:00		137:00	
(72)発明者 稲垣 匠二		Fターム(参考) 3D032 CC01 CC21 CC50 DA03 DA23	
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内		DA24 DA25 DA29 DA33 DA49	
		DA93 DB11 DB20 DC33 DC34	
(72)発明者 鯉淵 健		DD02 DE20 EA04 EC01 FF01	
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内		FF07 CC01	
		3D034 CA01 CB00 CC01 CC03 CC04	
(72)発明者 服部 義和		CC05 CD04 CD06 CD07 CD12	
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内		CD20 CE02 CE03 CE11 CE15	
		3D041 AA40 AA48 AA66 AB01 AC01	
		AC26 AC30 AD02 AD04 AD81	
		AD50 AD51 AE00 AE03 AE41	
		AF01	
		3D046 BE21 CC02 EE01 GG02 GG04	
		GG10 HH02 HH05 HH07 HH08	
		HH16 HH17 HH21 HH22 HH25	
		HH26 HH35 HH36 JJ03 JJ06	
		3C093 BA01 DA01 DA06 DB00 DB01	
		DB05 DB11 DB15 EA01 EA09	
		EB00 EB04 EC01 FA02 FA04	
		FA11 FB01 FB02	